

TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
PENGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE*
TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP PERFORMA
TURBIN**

**“Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder
Pengganggu Terhadap Diameter Turbin
($d/D=1$)”**

**TEGAR AJI KUNCARA
NRP 2112 100 014**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016**



FINAL PROJECT - TM 141585

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF
DISTURBANCE CYLINDER POSITION IN FRONT OF
RETURNING BLADE OF SAVONIUS WIND TURBINE
TO THE TURBINE PERFORMANCE**

**“Case Study for the ratio of the diameter
disturbance cylinder relative to the diameter of
turbine $(d/D)=1$ ”**

**TEGAR AJI KUNCARA
NRP 2112 100 014**

**Adviser
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
PENGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE*
TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP
PERFORMA TURBIN**

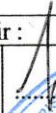


“ Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu
terhadap Diameter Turbin ($d/D = 1$) ”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

TEGAR AJI KUNCARA
NRP. 2112 100 014

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA</u> (NIP. 196001291987011001)	 (Pembimbing)
2. <u>Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD</u> (NIP. 196412281990031002)	 (Penguji I)
3. <u>Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT</u> (NIP. 197104051997021001)	 (Penguji II)

**SURABAYA,
JULI 2016**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
PENGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE*
TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP
PERFORMA TURBIN**

“Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu
Terhadap Diameter Turbin ($d/D = 1$)”

Nama Mahasiswa : Tegar Aji kuncara
NRP : 2112 100 014
Jurusan : Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Turbin angin Savonius adalah salah satu jenis turbin angin yang biasa digunakan untuk memanfaatkan energi *non fossil* pada era krisis energi saat ini, namun tipe turbin ini memiliki performa yang buruk. Pada prinsipnya, turbin Savonius bekerja dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* yang dihasilkan oleh kedua sudu, *advancing* dan *returning blade*. Sebuah silinder pengganggu sirkular diletakkan di depan *returning blade* diharapkan akan meningkatkan performa turbin Savonius.

Untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius yang memiliki diameter sudu (D) 60 mm dan tinggi (H) 80 mm, sebuah silinder pengganggu sirkular dengan diameter (d) 60 mm diletakkan di depan *returning blade*. Silinder pengganggu ini diletakkan dengan variasi jarak $S/D = 1,6, 1,7, 1,8, 1,9, 2,0, 2,1, 2,2, 2,3, 2,4$, dan $2,5$. Eksperimen dilakukan pada *subsonic, open circuit wind tunnel*. *Wind tunnel* ini memiliki panjang 2980 mm, dengan ukuran *test section* 304 mm x 304 mm. Kecepatan udara diatur pada 8,83 m/s, 11,03 m/s, dan 13,24 m/s, sesuai dengan bilangan Reynolds yaitu $Re = 6,0 \times 10^4, 7,5 \times 10^4$, dan $9,0 \times 10^4$ (berdasarkan panjang karakteristik $L = 2D-b$, dimana b adalah lebar overlap kedua sudu, dan kecepatan aliran udara). Kecepatan aliran udara diukur dengan menggunakan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *inclined manometer*. Kecepatan putar turbin

diukur dengan menggunakan *tachometer*. Torsi statis turbin diukur dengan menggunakan *torque meter*, dan terakhir pengukuran daya *output* turbin dilakukan dengan mengukur tegangan dan arus listrik yang dihasilkan generator yang dihubungkan dengan poros turbin Savonius.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa pengaruh benda pengganggu efektif dalam meningkatkan performa turbin Savonius yang diteliti, yang ditandai dengan kenaikan putaran (n), torsi statis (T), dan Coefficient of Power (CoP) turbin dibanding turbin Savonius tanpa silinder pengganggu. Peningkatan putaran turbin maksimum didapatkan pada $S/D = 1,6$ untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ sebesar 306%. Peningkatan torsi statis turbin maksimum didapatkan pada $S/D = 1,6$ untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ sebesar 219%. Peningkatan *Coefficient of Power* turbin maksimum didapatkan pada $S/D = 1,6$ untuk $Re = 6,0 \times 10^4$ sebesar 1991%. Nilai CoP maksimum didapatkan pada TSR sebesar 0,823.

(Kata kunci : Performa turbin, silinder pengganggu, jarak silinder pengganggu)

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF DISTURBANCE CYLINDER POSITION IN FRONT OF RETURNING BLADE OF SAVONIUS WIND TURBINE TO THE TURBINE PERFORMANCE

“Case Study for the ratio of the diameter disturbance cylinder relative to the diameter of turbine (d/D) = 1”

Name	: Tegar Aji kuncara
NRP	: 2112 100 014
Major	: Teknik Mesin FTI - ITS
Adviser	: Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Savonius wind turbine is a type of turbine that has been widely used to obtain alternative non-fossil energy in the era of the current energy crisis, even though this type of turbine has low performance. In principle, the Savonius turbine works caused by the difference of the drag force generated by its turbine blades, advancing and returning blades. A disturbance in the form of circular cylinder is placed in front of returning blade is expected to improve the performance of Savonius Turbine.

In order to increasing performance of Savonius wind turbine having a diameter **D** of 60 mm and height **h** of 80 mm, an obstacle cylinder having a diameter **d** of 60 mm is used as a disturbance located in front of returning blade of turbine. This disturbance is located in various spacing positions of S/D = 1.6, 1.7, 1.8, 1.9, 2.0, 2.1, 2.2, 2.3, 2.4, and 2.5. The experiments are carried out in a subsonic open circuit wind tunnel. This facility has a 2980 mm long, with test section 304 mm x 304 mm. The free stream velocity of wind tunnel could be adjusted to 8.83 m/s, 11.03 m/s, 13.24 m/s, corresponding respectively to Reynolds number **Re** = 6.0×10^4 , 7.5×10^4 , 9.0×10^4 (based on equivalent length of $L = 2D - b$, where b is the width of overlap of the two turbine blades, and the free stream velocity). The velocity of wind is measured using a pitot-static tube connected to the inclined manometer. The rotation

of turbine is measured by tachometer. The static torque is measured by torque meter, and finally the power output of turbine is determined by measuring of voltage and electric current resulted by generator connecting to the shaft of Savonius turbine.

The result of the experiment show that the influence of obstacle is effective in improving the performance of Savonius turbine, it is showed by the improvement rotational speed (n), static torque (T), and Coefficient of Power (CoP) compared that if the Savonius turbine without any obstacle. Maximum percentage of increasing turbine rotational speed is obtained at $S/D = 1.6$ for $Re = 6.0 \times 10^4$ with the value of 306%. The increasing turbine static torque is obtained at $S/D = 1.6$ for $Re = 6.0 \times 10^4$ with the value of 219%. Meanwhile, the increasing turbine Coefficient of Power is obtained at $S/D = 1.6$ for $Re = 6.0 \times 10^4$ with the value of 1991%. Maximum value of CoP is obtained at the value of TSR is 0.832.

(Keywords : Turbine performance, disturbance cylinder, distance of disturbance cylinder)

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT karena atas limpahan rahmat dan anugerah-Nya sehingga tugas akhir yang berjudul **STUDI EKSPERIMEN PENGARUH JARAK ANTARA SILINDER PENGANGGU SINGKULAR DENGAN *RETURNING BLADE* TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS TERHADAP PERFORMA TURBIN** telah terselesaikan. Tidak lupa penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

- 1) Bp. Wahyu Isnandar Mulyono, S.H dan Ibu Kuat Rudatin selaku orang tua saya serta Berliana Shafa Salsabila, Dzakwan Faeyza Khaizuran, kedua adik penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan yang tak terhingga.
- 2) Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktunya untuk membantu menyelesaikan tugas akhir ini
- 3) Safrida Dyah Hanifah, S.T atas kesabaran dan kesetiiaannya mendampingi penulis sampai sekarang.
- 4) Seluruh punggawa Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin yang telah memberikan cerita yang berkesan selama ini.
- 5) Seluruh punggawa divisi umum LBMM yang telah memberikan saya pengalaman hidup dan keorganisasian yang tidak akan terlupakan.
- 6) Mas Hasbi, Angga, dan Mas Adit untuk kopi susu racikannya yang selalu melancarkan kinerja otak saya setiap malam.

Penulis menyadari adanya kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini , oleh karena itu dibutuhkan adanya saran serta masukan.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR ISI

ABSTRAK..	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	Error! Bookmark not defined.v
DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN	xvii
BAB I PENDAHULUAN.....	Error! Bookmark not defined.
1.1 Latar Belakang	Error! Bookmark not defined.
1.2 Perumusan Masalah	Error! Bookmark not defined.
1.3 Tujuan Penelitian	5
1.4 Batasan Masalah	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Dasar Teori	6
2.1.1 Turbin Angin.....	6
2.1.2 Kinerja Turbin Angin Savonius	7
2.1.3 <i>Drag Force</i>	9
2.1.4 Reynolds Number.....	12
2.1.5 Karakteristik aliran melewati silinder	13
2.2 Penelitian Terdahulu.....	15
2.2.1 Fenomena Aliran Melewati Silinder Pengganggu....	15
2.2.2 Optimasi Kinerja Turbin Savonius	20

BAB III METODOLOGI PENELITIAN	24
3.1 Parameter yang Diukur	24
3.2 Analisa Dimensi.....	25
3.2.1 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Power</i>	25
3.3 Metode Eksperimen.....	29
3.3.1 Benda Uji.....	29
3.3.2 <i>Wind Tunnel</i> (Terowongan Angin).....	30
3.3.3 Alat Ukur	31
3.4 Prosedur Penelitian.....	35
3.5 Flowchart Pengambilan Data	36
3.6 Urutan Langkah Penelitian	38
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....	39
4.1 Data Penelitian	39
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds	39
4.1.2 Perhitungan Coefficient of Power	41
4.1.3 Perhitungan Tip Speed Ratio.....	42
4.2 Analisis Performa Turbin Savonius Tanpa Pengganggu dengan Variasi Bilangan Reynolds 60×10^3 ; 75×10^3 ; dan 90×10^3	43
4.3 Analisis Performa Turbin Savonius dengan Penambahan Penggangu pada Jarak S/D Sebesar $1,6 \leq S/D \leq 2,5$ Serta Variasi Bilangan Reynolds 60×10^3 ; 75×10^3 ; dan 90×10^3	46
4.3.1 Putaran Rotor Turbin Savonius dengan Penggangu Berupa Silinder Sirkular	47

4.3.2	Torsi Statis Turbin Savonius dengan Benda pengganggu Berupa Silinder Sirkular	50
4.3.3	<i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius dengan Penggangu Berupa Silinder Sirkular	53
4.3.4	<i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius dengan Benda pengganggu Berupa Silinder Sirkular Terhadap <i>Tip Speed Ratio</i>	58
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		62
5.1	Kesimpulan	62
5.2	Saran	63
DAFTAR PUSTAKA.....		64
LAMPIRAN		65

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.2 Turbin Darrieus	7
Gambar 2.1 Turbin Savonius.....	7
Gambar 2.3 Skema konfigurasi turbin Savonius (Mahmoud, 2012)	9
Gambar 2.4 Drag coefficient pada silinder sirkular terhadap bilangan Reynolds.....	10
Gambar 2.5 Skema aliran fluida melewati silinder pada sisi upstream.....	13
Gambar 2.6 Skema terjadinya separasi aliran fluida	14
Gambar 2.7 Skema konfigurasi benda uji (Igarashi, 1981)	16
Gambar 2.8 Grafik pengaruh perubahan L/d terhadap nilai koefisien drag (CD) (Igarashi, 1981)	16
Gambar 2.9 Skema alat silinder pengganggu Tipe I yang disusun tandem dengan silinder utama (Triyogi et al, 2009).....	18
Gambar 2.10 Grafik CD/CD_0 terhadap sudut iris silinder pengganggu (Triyogi et al, 2009).....	18
Gambar 2.11 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama tanpa silinder pengganggu dengan menggunakan oil flow picture pada $Re = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009).....	19
Gambar 2.12 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan silinder teriris $\theta_s = 65^\circ$ dengan menggunakan oil flow picture pada $Re = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)	20
Gambar 2.13 Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan benda penghalang berupa plat dengan sudut tertentu (Mohamed et al, 2010).....	21

Gambar 2.14 Grafik pengaruh tip speed ratio terhadap (a) torque coefficient dan (b) power coefficient (Mohamed et al, 2010).	21
Gambar 2.15 Skema konfigurasi penelitian (Altan et al, 2008) ..	22
Gambar 2.16 Grafik pengaruh plat penghalang terhadap nilai Cop dengan variasi tip speed ratio (Altan et al, 2008) ...	23
Gambar 3.1 Skema Penelitian tampak atas dan tampak samping	24
Gambar 3.2 Dimensi Turbin Angin Savonius	29
Gambar 3.3 Sketsa benda pengganggu berupa silinder sirkular..	30
Gambar 3.4 Subsonic, open circuit wind tunnel.....	30
Gambar 3.5 Skema Wind Tunnel Subsonic	31
Gambar 3.6 Tachometer OMEGA seri HHT12	31
Gambar 3.7 Torque meter LUTRON model : TQ-8800.....	32
Gambar 3.8 Pitot static tube	32
Gambar 3.9 Manometer.....	33
Gambar 3.10 Thermometer	33
Gambar 3.11 Sanwa Multimeter Digital CD-771.....	34
Gambar 3.12 Skema Rangkaian Generator dan beban lampu	34
Gambar 3.13 Flowchart pengambilan data.....	36
Gambar 4.1 Grafik n_0 vs Re	44
Gambar 4.2 Grafik T_0 vs Re	45
Gambar 4.3 Grafik Cop_0 vs Re	46
Gambar 4.4 Grafik putaran turbin (n) terhadap variasi S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	48
Gambar 4.5 Grafik fungsi n/n_0 terhadap variasi besar S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	49

Gambar 4.6 Grafik Torsi Statis Turbin (T) Terhadap Variasi S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	51
Gambar 4.7 Grafik fungsi T/T_0 terhadap variasi besar S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	53
Gambar 4.8 Grafik Coefficient of Power (CoP) Terhadap Variasi S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	54
Gambar 4.9 Grafik fungsi CoP/CoP_0 terhadap variasi besar S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	56
Gambar 4.10 Grafik fungsi Cop terhadap variasi besar Re	57
Gambar 4.11 Grafik Coefficient of Power Terhadap Tip Speed Ratio pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3	59
Gambar 4.12 Grafik Coefficient of Power Terhadap Tip Speed Ratio.....	61

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Drag coefficient untuk berbagai bentuk benda pada $Re \geq 1000$	11
Tabel 2.2 Konfigurasi panjang plat penghalang.....	23
Tabel 3.1 Table planner Penelitian.....	38
Tabel A.1 Data Putaran Turbin Savonius dengan Penambahan Konfigurasi Silinder Pengganggu	65
Tabel A.2 Data Torsi Statis Turbin Savonius dengan Penambahan Konfigurasi Silinder Pengganggu	66
Tabel A.3 Data Coefficient of Power Turbin Savonius dengan Penambahan Konfigurasi Silinder Pengganggu.....	67
Table A.4 Data Coefficient of Power dan Tip Speed Ratio Pada $Re = 6,0 \times 10^4$ dengan Variasi Jarak S/D	68
Table A.5 Data Coefficient of Power dan Tip Speed Ratio Pada $Re = 7,5 \times 10^4$ dengan Variasi Jarak S/D	69
Table A.6 Data Coefficient of Power dan Tip Speed Ratio Pada $Re = 9,0 \times 10^4$ dengan Variasi Jarak S/D	70
Table A.7 Data Coefficient of Power dan Tip Speed Ratio Pada $S/D = 1,6$ dengan Variasi Bilangan Reynolds	71

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

D	diameter sudu turbin Savonius (m)
H	tinggi turbin Savonius (m)
A	luas sapuan pada turbin Savonius yang ditabrak oleh angin (m ²)
d	diameter benda pengganggu (m)
t	panjang silinder pengganggu (m)
b	<i>overlap</i> (m)
S	jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat <i>returning blade</i> (m)
L	panjang karakteristik turbin Savonius (m)
R	jari jari turbin Savonius (m)
C _D	koefisien <i>drag</i>
F _D	gaya <i>drag</i> (N)
V	tegangan listrik (volt)
I	arus listrik (ampere)
P	daya (Watt)
CoP	<i>Coefficient of Power</i>
CoP ₀	<i>Coefficient of Power</i> standar
n	putaran poros turbin (rpm)
n ₀	putaran poros turbin standar (rpm)
T	torsi statis turbin (Ncm)
T ₀	torsi statis turbin standar (Ncm)
Re	bilangan Reynolds
U _∞	Kecepatan <i>free stream</i> (m/s)
ρ	Densitas fluida (kg/m ³)
μ	viskositas fluida (Ns/m ²)
Re	bilangan Reynolds
ṁ	laju aliran massa (kg/s)
U _∞	kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
TSR	<i>tip speed ratio</i>
ω	kecepatan angular turbin Savonius (rad/s)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kondisi energi di dunia diperkirakan akan mengalami peningkatan cukup tinggi seiring dengan meningkatnya populasi dan kegiatan ekonomi. Kebutuhan energi diperkirakan mampu meningkat sampai 67% dalam periode 2011-2035. Berbagai macam energi terbarukan diusulkan untuk mengatasi keadaan krisis energi tersebut. Pembangkit Listrik Tenaga Bayu menjadi salah satu alternatif yang berpotensi untuk diaplikasikan. Tercatat negara negara luar sudah dapat mengaplikasikannya dan mampu memproduksi setara dengan pembangkit listrik konvensional seperti gas, minyak bumi, dan lain lain. Penggunaan energi angin ini diperkirakan akan mencapai kenaikan 16% per tahun selama periode 2013-2050 (**World Energy Outlook, 2014, IEA**)[1]. Turbin angin adalah komponen yang diperlukan untuk membangun PLTB. Jenis dari turbin angin yaitu *Vertical Axis wind Turbine* (VAWT) dan *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT). Namun, aplikasi dari turbin angin ini belum mencapai keadaan yang optimal karena memiliki tingkat efisiensi yang rendah. Hal ini yang mendorong berbagai penelitian dilakukan untuk mendapatkan daya turbin yang optimal.

Ada berbagai macam turbin angin yang sampai saat ini digunakan dan salah satunya adalah turbin Savonius. Turbin Savonius adalah turbin angin yang memiliki poros tegak lurus dengan sudu turbin (VAWT). Pada umumnya turbin Savonius memiliki konfigurasi dua atau tiga sudu turbin. Sudu turbin Savonius yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* adalah sudu cekung yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran dan *returning blade* adalah sudu cembung tegak lurus terhadap arah datangnya aliran. Kerja dari turbin ini adalah dengan memanfaatkan aliran fluida yang bergerak dengan kecepatan tertentu searah dengan sudu turbin sehingga menimbulkan gaya *drag* pada sudu-sudunya. Gaya *drag* total

yang diakibatkan oleh aliran fluida tersebut adalah selisih dari gaya *drag* pada sisi *advancing blade* dan *returning blade*. Besar gaya *drag* tersebut dikonversi menjadi gaya putar sudu turbin sehingga didapatkan daya turbin. Daya turbin yang didapatkan inilah yang menjadi bahasan utama pada penelitian ini untuk mencari nilai efisiensi yang optimal. Daya keluaran turbin angin memiliki besar yang relatif rendah. Berbagai macam alternatif dilakukan untuk meningkatkan efisiensi turbin.

Langkah optimasi daya turbin dapat dilakukan dengan memperkecil gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Salah satu alternatif menurunkan gaya *drag* dibuktikan oleh penelitian **Igarashi** [2] dengan menempatkan silinder sirkular sebagai benda pengganggu di depan silinder sirkular dengan diameter yang sama, menyebabkan gaya *drag* pada silinder kedua mengalami penurunan. Selain itu pada penelitian **Triyogi, et al** [3] tentang pengaruh pengganggu aliran berupa *bluff body* bentuk silinder type I didapatkan hasil bahwa penelitian tersebut dapat memperkecil gaya *drag* pada silinder utama yang berada di belakang silinder pengganggu. Dari penelitian tersebut, didapatkan hasil bahwa penggunaan benda penghalang pada sebuah aliran fluida mengakibatkan penurunan gaya *drag* pada benda yang diletakkan di belakangnya yang disebabkan oleh perubahan *boundary layer* aliran fluida yang melewatinya.

Beberapa penelitian sudah pernah dilakukan untuk menghasilkan daya optimal turbin Savonius. Salah satunya yaitu percobaan dengan meletakkan sebuah pengganggu berupa plat yang diletakkan pada sisi *returning blade* yang dilakukan oleh **Mohamed, et al** [4], serta membandingkan juga penggunaan dua dan tiga sudu turbin didapatkan hasil bahwa nilai *Coefficient of Power* turbin (*CoP*) meningkat serta efisiensi yang dihasilkan mencapai 27% lebih baik dari konfigurasi turbin Savonius tanpa penghalang. Penelitian lain tentang mengoptimalkan daya *output* juga telah dilakukan oleh **Altan, et al** [5] dengan memasang *curtain* di depan *advancing blade* untuk lebih memfokuskan aliran kearah sudu depan. Hasil yang didapat menunjukkan

kenaikan daya *output* sebesar 38%. Penelitian – penelitian tersebut terbukti meningkatkan efisiensi daya kerja turbin savonius dengan mengukur nilai *Coefficient of Power (CoP)*.

Berdasarkan literatur di atas tentang berbagai langkah optimasi daya turbin Savonius, penelitian dengan meletakkan benda pengganggu berupa silinder sirkular di depan sisi *returning blade* belum pernah dilakukan. Adanya benda pengganggu berupa silinder sirkular ini diharapkan akan mampu memberikan daya turbin yang optimal karena akibat dari penurunan gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Sehingga hal ini melatar belakangi penelitian ini dilakukan karena diharapkan penelitian ini akan menjadi sebuah alternatif baru pada bidang riset dan perkembangan kinerja turbin Savonius.

1.2 Perumusan Masalah

Turbin Savonius yang digunakan dalam penelitian kali ini memiliki dua sudu turbin yaitu sudu cekung (*advancing blade*) dan sudu cembung (*returning blade*). Kedua sudu tersebut memiliki gaya *drag* yang disebabkan oleh aliran ang menyentuhnya. Dimana gaya *drag* pada *advancing blade* lebih besar daripada gaya *drag* pada *returning blade*. Gaya *drag* total dari turbin ini adalah selisih dari gaya yang diterima kedua sudu turbin. Gaya *drag* total dikali dengan lengan atau dalam hal ini yaitu lebar sudu turbin akan menghasilkan torsi. Torsi dan putaran turbin akan menghasilkan daya keluaran turbin. Kinerja turbin akan dianalisa dengan mengetahui besar daya turbin.

Konsep penurunan gaya *drag* akibat adanya pemasangan benda pengganggu berupa silinder sirkular akan diterapkan pada penelitian ini. Benda pengganggu akan menyebabkan kondisi *boundary layer* yang terbentuk akan terganggu. Sehingga aliran semakin cepat mencapai kondisi aliran turbulen. Aliran fluida turbulen memiliki momentum yang lebih besar untuk mengatasi gesekan. Hal ini akan menunda terjadinya separasi pada *returning blade* sehingga menghasilkan daerah *wake* yang lebih

kecil. Semakin kecil daerah *wake* yang terbentuk, akan menghasilkan gaya *drag* yang semakin kecil pula.

Penelitian kali ini mengacu pada penelitian sebelumnya tentang konsep penurunan gaya *drag* sebuah benda yang diletakkan di belakang benda pengganggu. Benda pengganggu yang digunakan yaitu silinder sirkular berdiameter (d) 60 mm yang diletakkan di depan *returning blade*. Variasi yang digunakan yaitu perbandingan jarak antara pusat *returning blade* dan silinder pengganggu (S) dengan besar diameter sudu turbin (D) 60 mm. Semakin kecil nilai S/D yang digunakan akan mengakibatkan silinder pengganggu dan *returning blade* dianggap sebagai satu benda, sehingga gaya *drag* pada sisi *returning blade* tidak dipengaruhi oleh silinder pengganggu. Begitu pula jika semakin besar nilai S/D akan mengakibatkan konfigurasi silinder pengganggu tidak berpengaruh terhadap gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Pengaruh penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* juga berpengaruh terhadap besar tekanan di belakang silinder pengganggu. Akibat penambahan konfigurasi silinder pengganggu di depan *returning blade*, maka besar tekanan di belakang silinder pengganggu akan menjadi lebih kecil dibandingkan pada daerah belakang *returning blade*. Hal itu mengakibatkan *returning blade* mengalami tekanan dari daerah belakang dan membantu dalam mereduksi tekanan akibat aliran fluida dari sisi depan. Besar tekanan yang diterima oleh *returning blade* juga akan bervariasi seiring penambahan nilai S/D yang digunakan. Sehingga perlu dilakukan eksperimen terhadap berbagai variasi besar S/D untuk mengetahui jarak optimal untuk menghasilkan kinerja turbin yang optimal pula. Hipotesa awal dari penelitian kali ini adalah :

1. Penambahan konfigurasi silinder pengganggu, optimal dalam menurunkan gaya *drag* pada sisi *returning blade* sehingga daya *output* turbin meningkat.
2. Variasi (S/D) yang digunakan akan mempengaruhi besar selisih gaya *drag* pada kedua sudu turbin sehingga berpengaruh pula pada torsi turbin.

Hipotesa ini akan dibuktikan dengan melakukan penelitian pada variasi S/D yaitu 1,6 S/D 2,5 dan variasi Reynolds *number* $6,0 \times 10^4$, $7,5 \times 10^4$, dan $9,0 \times 10^4$.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh benda pengganggu berupa silinder sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* untuk meningkatkan kinerja turbin Savonius dengan konfigurasi dua sudu dan mengetahui pengaruh jarak variasi S/D serta variasi nilai Reynolds *number* terhadap perilaku aliran. Untuk itu diperlukan pengambilan data untuk menganalisa hal hal di atas yaitu :

- 1) Putaran turbin (saat turbin berputar)
- 2) Torsi statis turbin (saat turbin diam)
- 3) *Coefficient of power*

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah :

- 1) Fluida yang mengalir adalah udara dengan karakteristik *steady, incompressible, uniform* pada sisi *upstream*.
- 2) Variasi jarak pusat *returning blade* dan silinder pengganggu (S/D) yang digunakan yaitu 1,6 S/D 2,5.
- 3) Variasi bilangan Reynolds yang digunakan yaitu $6,0 \times 10^4$; $7,5 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$.
- 4) Analisa aliran eksternal.
- 5) Eksperimen dilakukan dengan arah aliran fluida satu arah.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Turbin Angin

Energi angin adalah salah satu sumber energi terbarukan yang menjanjikan karena rendahnya polusi yang ditimbulkan, ketersediaan yang melimpah, serta mampu mengurangi ketergantungan terhadap pembangkit energi bahan bakar fosil. Turbin angin adalah salah satu komponen pembangkit energi terbarukan yang memanfaatkan udara bergerak yang memiliki kecepatan dan tekanan (PLTB). Turbin ini dapat digolongkan ke dalam pembangkit energi yang sederhana namun memiliki daya keluaran yang relatif kecil dibandingkan dengan jenis pembangkit yang lain. Menurut porosnya, turbin angin dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis, yaitu turbin angin sumbu horisontal dan turbin angin sumbu vertikal. Kedua jenis turbin angin ini memiliki kelemahan dan kelebihan masing masing.

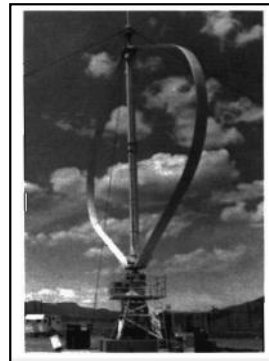
Turbin angin sumbu horisontal adalah jenis turbin angin yang memiliki poros utama yang diletakkan di atas menara searah sumbu horisontal. Sudu turbin diletakkan di ujung poros tersebut dengan tujuan untuk menangkap turbulensi aliran dengan arah melawan arah datangnya angin. Biasanya turbin jenis ini diletakkan di belakang menara. Kelebihan dari turbin ini adalah mampu menangkap angin dengan kecepatan yang relatif kuat, namun memiliki kekurangan sulit dalam pemasangan, sering mengalami kerusakan akibat turbulensi aliran serta biaya transportasi yang dapat mencapai 20% biaya produksinya. Jenis turbin ini lebih cenderung menangkap gaya *lift* yang didapatkan dari aliran angin dan dibutuhkan angin dengan kecepatan yang tinggi.

Turbin angin sumbu vertikal memiliki poros yang disusun dengan arah tegak lurus terhadap arah datangnya aliran. Sudu diletakkan sejajar dengan poros yang mengakibatkan dapat

menangkap datangnya angin dari segala arah. Jenis turbin ini cenderung menangkap gaya *drag* dari aliran dan sanggup menangkap angin dari segala arah. Adapun kelebihan turbin jenis ini adalah memiliki torsi yang cukup tinggi sehingga memudahkan gerakan putar turbin, konstruksi yang mudah dan biaya produksi yang rendah. Kelemahan dari jenis ini yaitu biasanya memiliki daya keluaran yang rendah serta efisiensi yang buruk karena mengalami gaya *drag* dari angin. Contoh turbin angin jenis ini adalah turbin Savonius dan turbin Darrieus.



Gambar 2.1 Turbin Savonius



Gambar 2.2 Turbin Darrieus

2.1.2 Kinerja Turbin Angin Savonius

Turbin Savonius menghasilkan daya yang rendah dibandingkan dengan turbin jenis lainnya seperti turbin Darrieus maupun turbin angin sumbu horisontal. Oleh karena itu banyak sekali penelitian untuk meningkatkan kemampuan atau kinerja turbin Savonius. Turbin Savonius ditemukan pertama kali pada tahun 1920 an. Konsep turbin jenis ini yaitu didasarkan pada bentuk potongan setengah silinder yang disusun arah berkebalikan pada sebuah poros vertikal. Namun dengan standar konfigurasi tersebut, turbin Savonius memiliki efisiensi yang rendah.

Sehingga banyak penelitian tentang turbin Savonius yang dilakukan untuk meningkatkan efisiensi turbin ini.

Setiap benda yang bergerak memiliki energi. Begitu pula dengan sebuah aliran fluida yang bergerak dengan massa dan kecepatan tertentu. Energi aliran fluida dalam penelitian kali ini dapat didefinisikan sebagai daya teoritis. Daya teoritis adalah daya yang diukur dengan menggunakan parameter-parameter yang dimiliki oleh aliran fluida. Adapun persamaannya sebagai berikut:

$$P_t = \frac{1}{2} \rho A U^3 \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana ρ adalah massa jenis fluida, kg/m^3 , A adalah luasan proyeksi pada rotor (hD) sesuai gambar 2.3, m^2 dan V adalah kecepatan aliran datang, m/s .

Turbin Savonius adalah salah satu jenis turbin dengan poros vertikal dan memiliki sudu yang arahnya tegak lurus dengan arah datangnya aliran. Aliran yang bergerak dengan massa dan kecepatan tertentu memiliki momentum untuk mendorong sudu turbin untuk berputar pada poros vertikalnya. Poros turbin yang berputar tersebut disebut juga sebagai rotor turbin. Perhitungan daya mekanis rotor turbin (P_m) didapatkan dari torsi mekanis yang dihasilkan dan kecepatan putaran rotor. Hal tersebut diungkapkan pada persamaan berikut **Mahmoud** [6]

$$P_m = T \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana T adalah torsi mekanis turbin dan ω adalah kecepatan putar poros turbin. Kecepatan putar didefinisikan dalam rad/s dengan persamaan

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots (2.3)$$

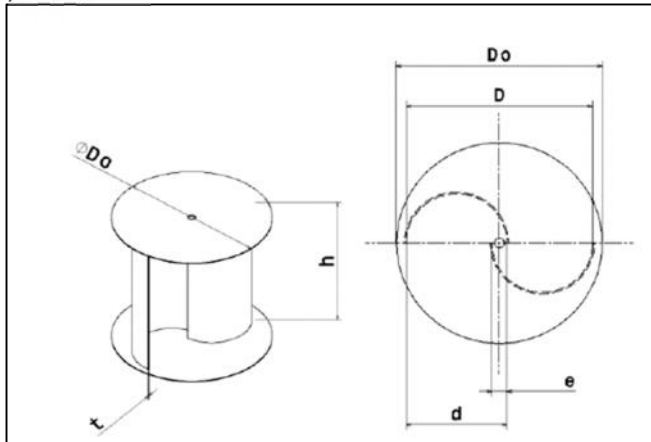
dimana n adalah gerak rotasi poros turbin dalam rpm .

Analisa kinerja turbin juga membutuhkan perhitungan nilai *coefficient of power* (Cop), didapatkan dari persamaan

$$CoP = \frac{P_m}{P_t} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho DHV^3} \dots\dots\dots (2.4)$$

Selain itu perhitungan nilai *coefficient of static torque* didapatkan dari persamaan

$$C_{ts} = \frac{4T}{\rho D^2 V^2 H} \dots\dots\dots(2.5)$$



Gambar 2.3 Skema konfigurasi turbin Savonius (Mahmoud, 2012)

2.1.3 Drag Force

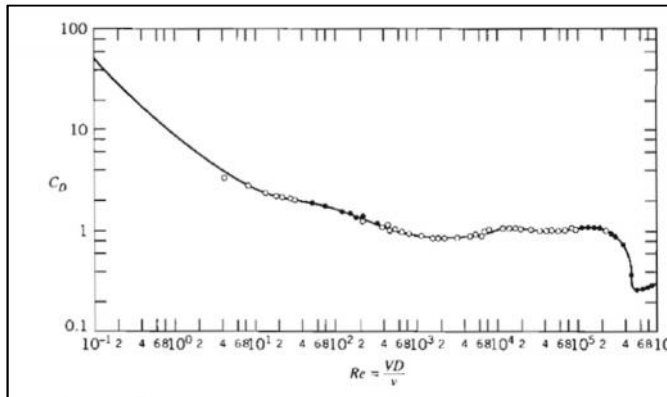
Drag adalah sebuah komponen gaya yang bekerja pada sebuah bodi dengan arah gerak relatif tegak lurus dengan bodi tersebut. Gaya *drag* dapat diuraikan menjadi besarnya gaya gesek dan gaya *drag* itu sendiri. Gaya gesek yang terjadi adalah gaya yang bekerja searah tangensial terhadap benda akibat adanya viskositas fluida, sedangkan gaya *drag* adalah gaya yang bekerja tegak lurus dengan benda akibat adanya tekanan. Pada dasarnya gaya *drag* dari aliran fluida yang bekerja bergantung pada beberapa hal yaitu luasan benda yang menerima gaya, kecepatan aliran, viskositas dan densitas fluida. Adapun jika dalam persamaan, nilai koefisien *drag* adalah

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \dots\dots\dots(2.6)$$

Persamaan di atas dapat digunakan untuk aliran inkompresibel pada berbagai benda. *Drag Coefficient* adalah bilangan tak

berdimensi yang biasanya digunakan untuk mengekspresikan besarnya gaya *drag* yang muncul.

Gaya *drag* bergantung pula dengan besar gesekan fluida dengan benda. Semakin besar gesekan, maka gaya *drag* yang dihasilkan akan semakin kecil. Hal itu disebabkan oleh karena semakin besar bilangan Reynolds dari aliran fluida, maka daerah *wake* yang terbentuk di belakang benda akan semakin kecil. Besar kecil daerah *wake* yang terbentuk akan mempengaruhi besar gaya *drag* yang timbul pada benda tersebut. Hal itu dibuktikan pada gambar 2.4 hubungan antara nilai Reynolds dan besar koefisien *drag* pada silinder sirkular (**Schlichting, H., Boundary-Layer Theory**) [7]. Pada grafik tersebut digambarkan bahwa semakin besar bilangan Reynolds maka semakin kecil gaya *drag* yang timbul pada bodi silinder. Semakin besar bilangan Reynolds akan menyebabkan fluida lebih mampu mengatasi gesekan terhadap bodi benda. Sehingga daerah *wake* yang terbentuk akan semakin kecil.



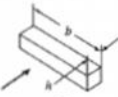






Gambar 2.4 *Drag coefficient* pada silinder sirkular terhadap bilangan Reynolds

Gaya *drag* yang bekerja pada sebuah benda akan memiliki nilai yang berbeda. Hal tersebut bergantung dari

bentuk maupun besar benda tersebut, serta besarnya kecepatan fluida itu bergerak dan menyentuh benda tersebut. Setiap benda yang mengalami gaya *drag* akibat gerak aliran berkecepatan tertentu akan mengalami perilaku yang berbeda.

Besar nilai C_D seperti dijelaskan oleh (**Hoerner,S.F., Fluid-Dynamic Drag**) [8] yaitu terdapat pada tabel 2.1. Berdasarkan tabel di bawah, dapat dilihat besar nilai C_D $6,5 \times 10^4$ dari beberapa bentuk benda yang dialiri aliran yang memiliki bilangan Reynolds di atas 1000. Pada eksperimen ini, sudu turbin Savonius yang digunakan berbentuk setengah silinder yang dalam tabel di atas ditunjukkan oleh benda *C-section*. *Advancing blade* turbin yang digunakan serupa dengan benda *C-section* (*open side facing flow*) dan *returning blade* turbin serupa dengan *C-section* (*open side facing downstream*). Dimana didapatkan bahwa *advancing blade* memiliki nilai C_D yang lebih besar daripada *returning blade*. Hal tersebut mendukung pembahasan dari perhitungan kinerja turbin pada subbab sebelumnya.

Tabel 2.1 *Drag coefficient* untuk berbagai bentuk benda pada Re 1000

Object	Diagram	$C_D(Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ 2.05 $b/h = 1$ 1.05
Disk		1.17
Ring		1.20*
Hemisphere (open end facing flow)		1.42
Hemisphere (open end facing downstream)		0.38
C-section (open side facing flow)		2.30
C-section (open side facing downstream)		1.20

2.1.4 Reynolds Number

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi laminar dan turbulen menurut dari gerakan partikel fluida. Aliran laminar adalah partikel fluida yang bergerak pada lapisan yang lembut sedangkan aliran turbulen adalah partikel fluida yang bergerak secara acak pada arah 3 dimensi. Karakteristik aliran laminar yaitu memiliki momentum yang kecil untuk melawan adanya gaya gesek pada benda yang dilewatinya sehingga *boundary layer* yang terbentuk memiliki ketebalan yang tinggi karena dipegaruhi gaya gesek benda. Sedangkan aliran turbulen memiliki momentum yang lebih tinggi untuk melawan adanya gaya gesek yang ditimbulkan oleh benda yang dilaluinya, sehingga pada *boundary layer* yang terbentuk memiliki ketebalan yang rendah sebab hanya sedikit fluida yang terpengaruh oleh gaya gesek tersebut. Perubahan dari keadaan laminar menjadi turbulen dinamakan keadaan transisi.

Aliran fluida dapat digolongkan menjadi laminar atau turbulen dengan cara menghitung bilangan tak berdimensi Reynolds *number* yaitu

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

L = panjang karakteristik (m)

μ = koefisien gesek statis benda (kg/ms).

Pada penelitian kali ini panjang karakteristik (L) yang digunakan adalah $2D-b$, dimana :

b = *overlap*

Sehingga bilangan Reynolds didapatkan dari persamaan :

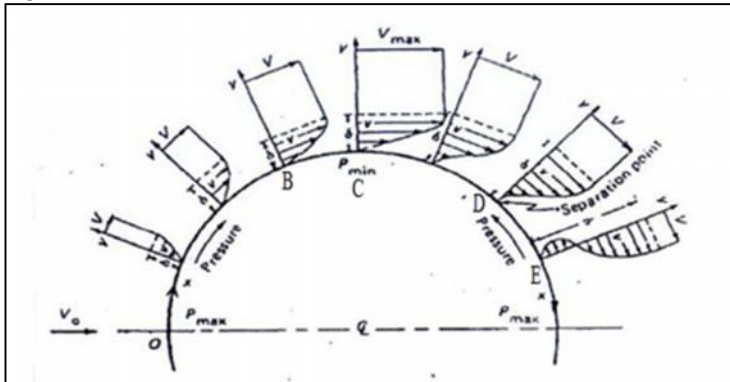
$$Re = \frac{\rho V (2D-b)}{\mu} \dots\dots\dots (2.8)$$

Bilangan Reynold berbeda beda pada masing masing benda yang dilalui aliran. Untuk aliran dalam pipa $Re < 2300$ termasuk aliran laminar dan $Re > 2300$ untuk aliran turbulen. Sedangkan aliran melewati plat datar yang disusun secara parallel transisi terjadi para $Re = 5 \times 10^5$ dan berbeda beda untuk setiap benda lainnya. Untuk menghitung Reynolds *number* aliran dalam pipa, parameter (L) yang digunakan adalah diameter pipa yang dilewati aliran.

2.1.5 Karakteristik aliran melewati silinder

Aliran fluida yang melewati sebuah silinder akan mengalami perubahan kondisi akibat terganggu oleh kontur bodi silinder tersebut. Profil kecepatan aliran akan berdeformasi karena adanya gaya gesek yang muncul dari bodi silinder. Deformasi tersebut terjadi pada partikel fluida yang berada di bawah *boundary layer*. Skema aliran melewati sebuah silinder ditunjukkan pada gambar 2.5, dimana menjelaskan perubahan profil kecepatan aliran fluida dalam konteks tekanan dan kecepatan aliran fluida pengaruh bodi silinder. Aliran fluida bergerak searah sumbu x positif. Pada titik pertemuan pertama

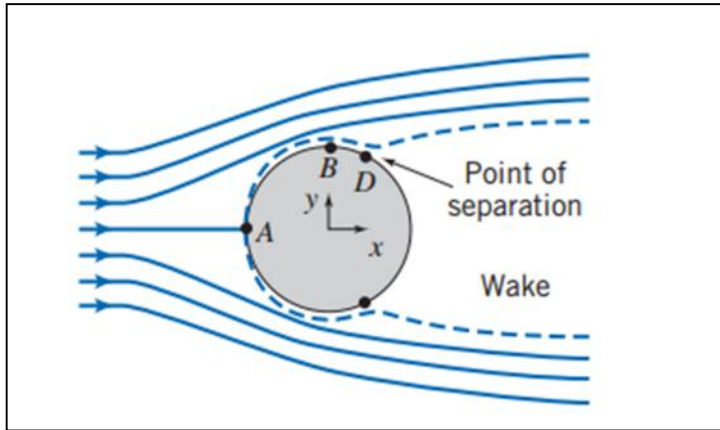
antara fluida dan bodi silinder, kecepatan aliran dipaksa berhenti atau memiliki kecepatan nol tanpa adanya gesekan. Titik pada kondisi ini disebut sebagai titik stagnasi dimana memiliki tekanan yang maksimum.



Gambar 2.5 Skema aliran fluida melewati silinder pada sisi *upstream*

Pada titik A sampai C, kecepatan aliran fluida meningkat dengan menurunnya tekanan, sampai pada titik C terdapat tekanan minimal dan kecepatan maksimal fluida. Momentum aliran yang digunakan untuk menggerakkan aliran semakin berkurang pada titik ini. Naiknya kecepatan diikuti dengan perubahan aliran yang semakin turbulen. Kondisi demikian disebabkan oleh adanya tegangan geser yang timbul akibat kontak aliran dengan bodi silinder. Dimana tegangan geser memiliki arah yang berlawanan dengan arah datangnya aliran. Selanjutnya dari titik C ke titik D, aliran mengalami perlambatan seiring dengan naiknya tekanan akibat daerah di bawah streamline mengalami pelebaran. Sampai pada titik E, momentum aliran sudah tidak mampu melawan tegangan geser bodi silinder dan tekanan sehingga muncul *fenomena adverse pressure gradient* atau disebut tekanan balik yang menyebabkan aliran mengalami *backflow*. Sebab itu, aliran sudah tidak mampu lagi mengikuti kontur bodi silinder. Sehingga aliran meninggalkan kontur bodi

silinder. Titik dimana aliran meninggalkan bodi silinder disebut titik separasi. Peristiwa separasi terjadi akibat adanya tegangan geser dan *adverse pressure gradient* yang berpengaruh.



Gambar 2.6 Skema terjadinya separasi aliran fluida

Peristiwa separasi ditunjukkan pada gambar 2.6 yang mana menghasilkan munculnya daerah *wake* pada bagian belakang silinder. Daerah *wake* adalah daerah dimana memiliki tekanan rendah akibat perbedaan tekanan antara boundary layer bagian atas dan bawah yang terpisah.

Setiap aliran memiliki titik separasi yang berbeda beda. Aliran turbulen memiliki titik separasi yang lebih jauh. Hal itu disebabkan oleh momentum yang dimiliki aliran lebih mampu untuk melawan tegangan geser sehingga menunda terjadinya separasi. Daerah *wake* yang terbentuk akan semakin kecil. Besar daerah *wake* berbanding lurus dengan gaya *drag* yang dihasilkan pada daerah tersebut.

2.2 Penelitian Terdahulu

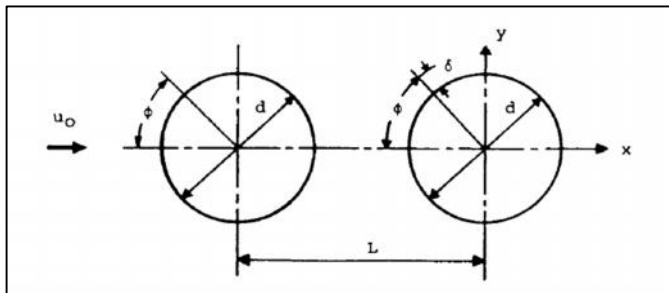
Terdapat berbagai penelitian terdahulu terkait dengan penelitian kali ini untuk menjadi referensi. Adapaun beberapa

penelitian tersebut dikategorikan dalam dua hal yaitu fenomena aliran melewati silinder pengganggu dan optimasi kinerja turbin savonius.

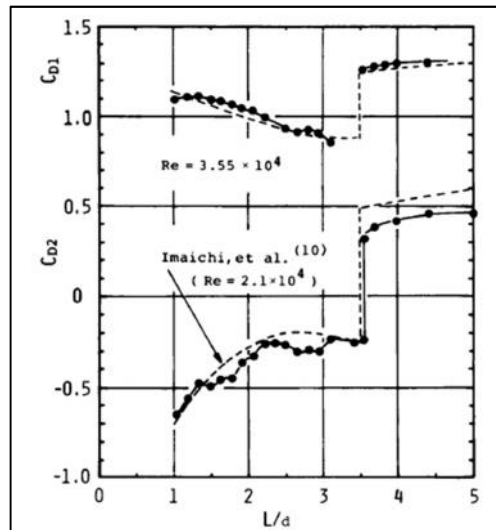
2.2.1 Fenomena Aliran Melewati Silinder Pengganggu

Benda pengganggu sering dipakai untuk menimbulkan fenoemena reduksi gaya *drag* pada sebuah aliran. Berbagai macam penelitian telah dilakukan dengan memberikan beberapa bentuk benda pengganggu untuk menghasilkan reduksi yang optimal. Salah satu penelitian juga telah dilakukan oleh **(Igarashi, 1981)** yaitu penelitian dengan meletakkan dua buah benda berupa silinder sirkular berdiameter sama yang disusun secara tandem. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui fenomena besar gaya *drag* yang diterima oleh kedua silinder sirkular tersebut. Adapun variasi yang digunakan untuk memperoleh hasil maksimal adalah variasi jarak antar pusat silinder (L/D) yaitu 1,03 - 5,0 serta bilangan Reynolds pada rentang $8,7 \times 10^3$ Re $5,2 \times 10^4$. Berikut skema penelitian yang dilakukan seperti pada gambar 2.7.

Percobaan dilakukan dengan menyusun dua silinder sirkular secara tandem untuk mengetahui besar gaya *drag* yang diterima oleh kedua silinder tersebut. Hasil eksperimen yang dilakukan diplot dalam sebuah grafik antara parameter L/d dengan besar C_d kedua silinder. Pengukuran dilakukan pada besar $Re = 3,55 \times 10^4$ dan $2,1 \times 10^4$.



Gambar 2.7 Skema konfigurasi benda uji (Igarashi, 1981)

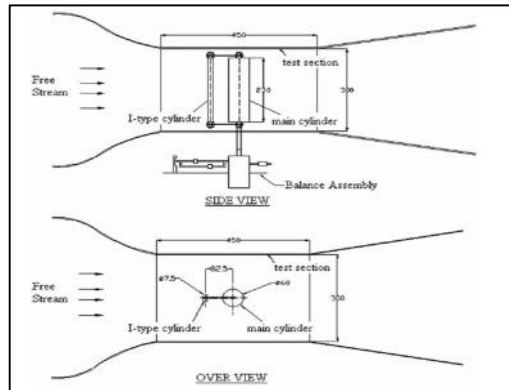
Gambar 2.8 Grafik pengaruh perubahan L/d terhadap nilai koefisien drag (C_D) (Igarashi, 1981)

Sesuai gambar 2.8 di atas yaitu trendline grafik nilai C_d kedua silinder berbeda seiring dengan penambahan variasi besar L/d . Pada silinder pertama mengalami penurunan nilai C_d terhadap kenaikan nilai L/d . Dari hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa gaya *drag* yang diterima oleh silinder pertama semakin mengecil seiring penambahan jarak antara kedua pusat silinder. Namun mengalami kenaikan nilai C_d pada posisi $L/d = 3,5$. Silinder kedua atau silinder yang berada di belakang mengalami kondisi yang berbeda. Nilai C_d mengalami peningkatan pada kenaikan besar L/d . Nilai C_d silinder kedua berada pada rentang nilai minus. Hal itu menjelaskan bahwa gaya *drag* yang diterima silinder kedua bekerja dengan arah yang berlawanan dengan arah datangnya aliran fluida. Namun pada jarak $L/d = 3,5$ menghasilkan nilai C_d positif yang menandakan bahwa gaya *drag* yang diterima silinder kedua searah dengan arah

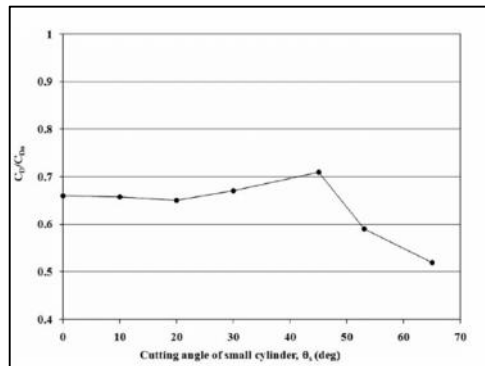
datangnya aliran fluida. Dapat disimpulkan dari penelitian ini bahwa penambahan konfigurasi silinder sirkular dengan diameter yang sama di depan sebuah silinder sirkular, mengakibatkan silinder yang berada di belakang mengalami gaya *drag* yang justru berlawanan arah dengan arah datangnya aliran pada besar $L/d = 1,03 - 3,5$.

Penelitian serupa juga telah dilakukan oleh **Triyogi et al (2009)** dengan menggunakan sebuah bodi pengganggu berupa silinder sirkular tipe I yang diposisikan di depan silinder sirkular utama seperti pada gambar 2.10. Silinder utama yang digunakan berdiameter $d=60$ mm sedangkan silinder pengganggu berdiameter $d_s=7,5$ mm atau $d_s/D = 0,125$. Penelitian ini menggunakan variasi pada sudut potong silinder pengganggu (θ_s) = 0° , 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65° dan bilangan Reynolds sebesar $5,3 \times 10^4$. Jarak antara pusat silinder pengganggu dan silinder utama diposisikan tetap yaitu sebesar $S/D = 1,375$.

Gambar 2.11 menunjukkan hasil C_D/C_{D0} yaitu perbandingan koefisien *drag* yang muncul dari silinder utama yang diberikan pengganggu dengan silinder utama tunggal. Dari grafik tersebut C_D/C_{D0} dibandingkan dengan sudut iris silinder pengganggu dari rentang 0° sampai 65° didapatkan bahwa pada sudut 65° memiliki nilai C_D/C_{D0} terkecil yaitu mencapai 0,52. Hal itu membuktikan bahwa adanya benda pengganggu berupa silinder teriris tipe I mampu memperkecil gaya *drag* yang muncul pada silinder utama sampai 48% dibandingkan dengan tidak menggunakan penghalang.



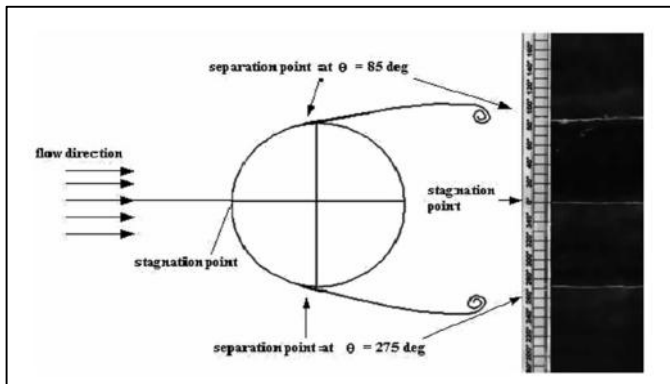
Gambar 2.9 Skema alat silinder pengganggu Tipe I yang disusun tandem dengan silinder utama (Triyogi et al, 2009)



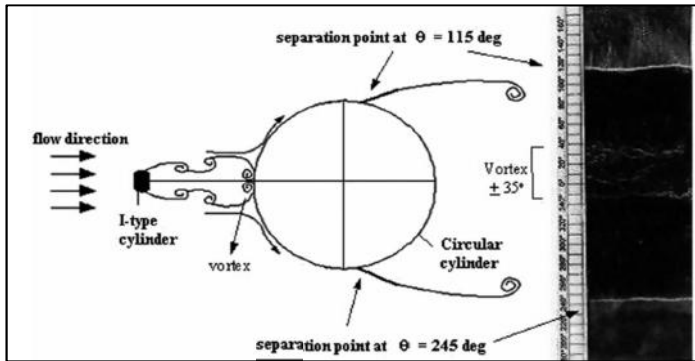
Gambar 2.10 Grafik C_D/C_{D0} terhadap sudut iris silinder pengganggu (Triyogi et al, 2009)

Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan metode *oil flow picture*, dimana hasil foto dari goresan aliran pada dinding silinder seperti pada gambar 2.12. Ditunjukkan bahwa aliran mengalami separasi pada sudut 85° pada sisi atas dan 275° pada sisi bawah. Sedangkan pada gambar 2.13 ditunjukkan bahwa adanya benda pengganggu di depan silinder mengakibatkan pola aliran yang berbeda di depan silinder utama.

Aliran kehilangan titik stagnasi pada bagian depan silinder utama karena terhalang silinder pengganggu. Akibatnya aliran mengalami titik separasi yang lebih jauh menjadi 115° pada sisi atas dan 330° pada sisi bawah. Sehingga daerah *wake* yang terbentuk pada bagian belakang silinder utama lebih kecil dibanding dengan silinder utama tanpa benda pengganggu. Pengecilan area *wake* yang terbentuk pada bagian belakang silinder utama, mengakibatkan adanya reduksi gaya *drag* pada silinder utama yang mencapai 48%.



Gambar 2.11 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama tanpa silinder pengganggu dengan menggunakan *oil flow picture* pada $R_e = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)



Gambar 2.12 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan silinder teriris $\theta_s = 65^\circ$ dengan menggunakan *oil flow picture* pada $Re = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)

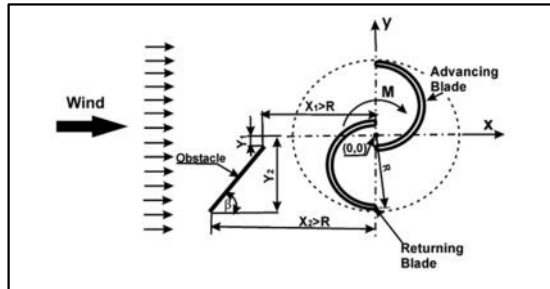
2.2.2 Optimasi Kinerja Turbin Savonius

Beberapa penelitian tentang kinerja turbin Savonius telah dilakukan untuk mendapatkan efisiensi dan daya keluaran turbin yang maksimal. Banyak sekali para peneliti berlomba lomba untuk mendapatkan nilai optimal kinerja turbin Savonius. Diantaranya adalah dengan memvariasikan sudu turbin, memposisikan benda penghalang di depan turbin, dan meletakkan benda untuk mengarahkan arah aliran ke dalam *advancing blade*.

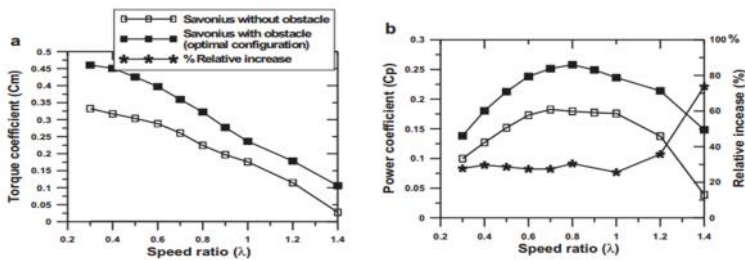
Penelitian untuk meningkatkan kinerja turbin Savonius telah dilakukan oleh **M.H. Mohamed et al, 2010**[3]. Penelitian tersebut menggunakan sebuah benda penghalang berupa plat datar yang diletakkan di depan *returning blade* dengan sudut benda penghalang (β). Data yang diambil untuk mendukung penelitian ini adalah nilai *torque coefficient* (C_m) dan *power coefficient* (Cop). Variasi yang digunakan adalah nilai *tip speed ratio* () pada rentang 0,3 – 1,4.

Skema alat yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.13 dengan susunan benda penghalang aliran diposisikan dengan sudut (β) tertentu. Hasil yang didapatkan tertera pada gambar 2.14 (a) dan (b). Pada gambar 2.14 (a) data grafik nilai C_m

terhadap variasi *tip speed ratio* ditunjukkan besar C_m semakin menurun ketika speed ratio semakin tinggi. Pengaruh benda penghalang menghasilkan nilai C_m yang lebih besar dibandingkan konfigurasi turbin Savonius tanpa penghalang. Nilai C_m terbukti meningkat sebesar 0,068 dengan menggunakan konfigurasi benda penghalang.



Gambar 2.13 Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan benda penghalang berupa plat dengan sudut tertentu (Mohamed et al, 2010).

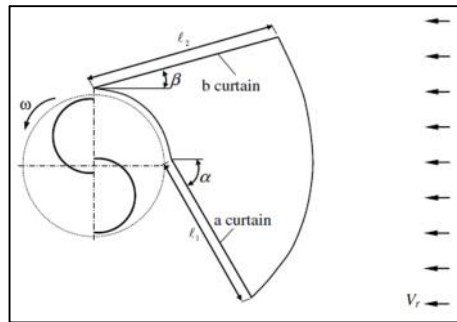


Gambar 2.14 Grafik pengaruh *tip speed ratio* terhadap (a) *torque coefficient* dan (b) *power coefficient* (Mohamed et al, 2010).

Gambar 2.14 (b) data grafik nilai C_{op} terhadap perubahan *tip speed ratio* menunjukkan adanya pengaruh kenaikan besar C_{op} akibat adanya benda penghalang. Nilai C_{op} akibat adanya benda penghalang mengalami kenaikan secara keseluruhan

sebesar 27,3%. Konfigurasi optimal didapatkan pada sudut ($\beta = 100,83^\circ$) dengan besar $Cop = 0,2503$.

Penelitian lain yang bertujuan meningkatkan kinerja turbin Savonius juga dilakukan oleh **Altan et al, 2008**. Konfigurasi alat yang digunakan yaitu sebuah plat penghalang yang diposisikan di depan *advancing blade* yang berfungsi sebagai penutup atau penyearah aliran. Adapun skema peralatan yang digunakan sesuai gambar 2.16. Variasi konfigurasi alat yang digunakan adalah panjang plat penghalang (l_1) dan (l_2) sesuai tabel 2.2 serta variasi besar sudut (α) dan (β). Sedangkan variasi data yang digunakan adalah *tip speed ratio* pada rentang 0 – 0,9.

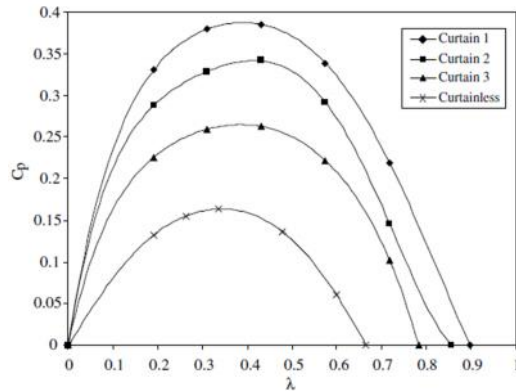


Gambar 2.15 Skema konfigurasi penelitian (Altan et al, 2008)

Konfigurasi optimal terdapat pada sudut (α) = 45° dan (β) = 15° melalui pengambilan data pada rentang sudut tertentu. Gambar 2.17 Grafik pengaruh konfigurasi plat penghalang terhadap nilai *power coefficient* (Cop) dengan variasi *tip speed ratio*. Dari data tersebut didapatkan adanya kenaikan nilai Cop akibat adanya plat penghalang. Nilai Cop optimum tanpa plat penghalang sebesar 0,16 sedangkan nilai Cop optimum dengan menggunakan plat penghalang didapatkan pada jenis konfigurasi plat penghalang 1 yaitu sebesar 0,385. Penggunaan konfigurasi alat dalam penelitian ini mampu meningkatkan *power coefficient* sebesar 38%.

Tabel 2.2 Konfigurasi panjang plat penghalang

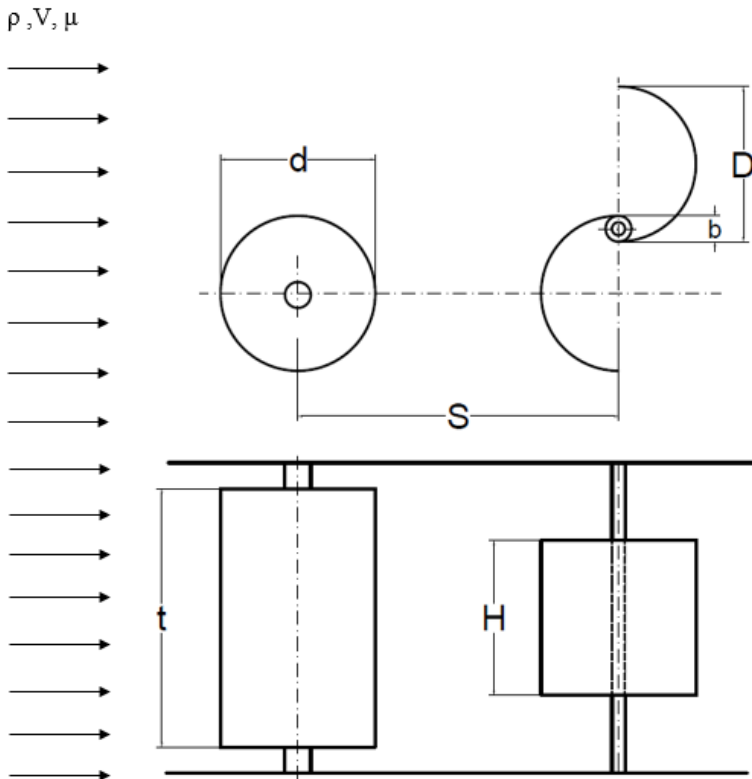
Type of curtain arrangement	Distance ℓ_1 (cm)	Distance ℓ_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

Gambar 2.16 Grafik pengaruh plat penghalang terhadap nilai Cop dengan variasi *tip speed ratio* (Altan et al, 2008)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur

Pada gambar 3.1 dapat dilihat skema penelitian dan parameter yang akan dianalisa pada penelitian ini:



Gambar 3.1 Skema Penelitian tampak atas dan tampak samping

Keterangan:

1. ρ : massa jenis fluida udara (kg/m^3)
2. μ : viskositas udara (Ns/m)

- 3. V : kecepatan udara (m/s)
- 4. d : diameter silinder pengganggu (m)
- 5. D : diameter turbin (m)
- 6. S : jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat *returning blade* (m)
: $1,6 D - 2,5 D$
- 7. H : tinggi sudu turbin (m)
- 8. t : tinggi silinder pengganggu (m)
- 9. b : *overlap* (m)

3.2 Analisa Dimensi

Pada penelitian ini dibutuhkan adanya analisa dimensi untuk menentukan variabel apa saja yang mempengaruhi dalam mengetahui karakteristik aliran fluida yang disebabkan oleh pemberian benda pengganggu berupa silinder sirkular. Adapun parameter yang akan dibahas adalah *coefficient of power*.

3.2.1 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Langkah-langkah analisa dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f (\rho, \mu, U_{\infty}, D, d, S, H, t, b)$$

Jumlah parameter (n) = 10 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah :

P = Power, J/s

ρ = Densitas udara, kg/m³

μ = Viskositas absolut udara, N.s/m²

U_{∞} = Kecepatan aliran udara, m/s

D = Diameter sudu turbin, m

d = Diameter silinder pengganggu, m

S = Jarak horisontal antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu, m

H = Tinggi turbin angin, m

t = Panjang silinder pengganggu, m

b = Diameter *overlap*, m

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisa.

Dipilih M, L, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Parameter	P	P	μ	V	D	D	S	H	t	b
Dimensi	$\frac{M L^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{L t}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, V, D .

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m = 10 - 7 = 3 grup tanpa dimensi.

$$i. \quad \pi_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{M L^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$L : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 3 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -3 ; c = -2$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2}$$

ii. Dengan cara yang sama diperoleh :

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{t}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{b}{D}$$

6. Evaluasi grup tanpa dimensi yang dihasilkan dengan menggunakan dimensi primer yang lain.

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2} = \frac{F L}{t} \frac{L^4}{F t^2} \frac{t^3}{L^3} \frac{1}{L^2} = 1$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D} = \frac{F t}{L^2} \frac{L^4}{F t^2} \frac{t}{L} \frac{1}{L} = 1$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D} = L \frac{1}{L} = 1$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D} = L \frac{1}{L} = 1$$

$$\pi_5 = \frac{H}{D} = L \frac{1}{L} = 1$$

$$\pi_6 = \frac{t}{D} = L \frac{1}{L} = 1$$

$$\pi_7 = \frac{b}{D} = L \frac{1}{L} = 1$$

Dari analisa dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

π_1 = *Coefficient of Power*

π_2 = bilangan Reynolds

π_3 = rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin

- π_4 = rasio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu
 π_5 = rasio tinggi turbing angin dengan diameter turbin angin
 π_6 = rasio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angina
 π_7 = rasio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6)$$

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}\right)$$

Pada penelitian ini, $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{S}{D}$ dan $\frac{\mu}{\rho V D}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_2\left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}\right)$$

atau

$$C_{op} = f_3\left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}\right)$$

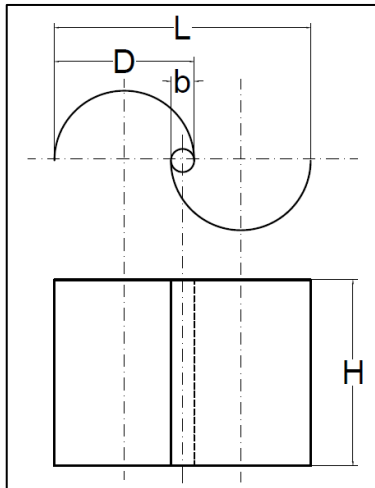
Dimana $L = 2D - b$ dan b besarnya tetap maka perubahan besar L akan mempengaruhi besarnya D , sehingga didapatkan :

$$C_{op} = f_4\left(\frac{S}{D}, Re\right)$$

3.3 Metode Eksperimen

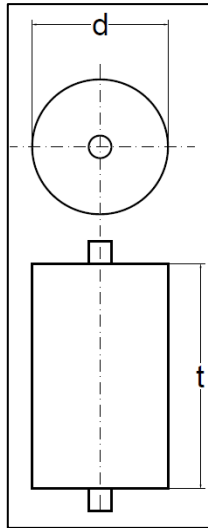
3.3.1 Benda Uji

- a. Profil turbin angin tipe Savonius sebagai berikut :
- Diameter (D) : 60 mm
 - Tinggi (H) : 80 mm
 - *Overlap* (b) : 14 mm
 - Panjang karakteristik (L) : 106 mm



Gambar 3.2 Dimensi Turbin Angin Savonius

- b. Profil Silinder Pengganggu sebagai berikut :
- Diameter (d) : 60 mm
 - Panjang (t) : 280 mm
 - Jarak dari pusat *returning blade* turbin angin (S/D) : 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1 ; 2,2 ; 2,3 ; 2,4 ; 2,5



Gambar 3.3 Sketsa benda pengganggu berupa silinder sirkular

3.3.2 *Wind Tunnel* (Terowongan Angin)

Wind tunnel yang digunakan dalam percobaan ini adalah *wind tunnel* jenis *open circuit wind tunnel*, dimana udara yang dialirkan dalam *wind tunnel* langsung dilepas ke udara bebas setelah melalui *last section*. *Wind tunnel* ini bisa digolongkan sebagai *wind tunnel subsonic*, karena kecepatan udara maksimal hanya 26 m/s yang berarti angka *Mach* kurang dari 1.



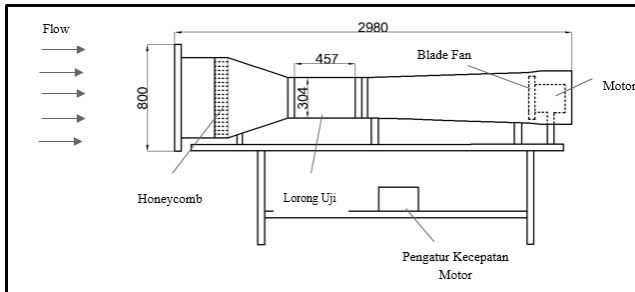
Gambar 3.4 Subsonic, open circuit wind tunnel

Spesifikasi *Wind Tunnel*

Jenis *wind tunnel* : *subsonic, open circuit wind tunnel*

Bentuk saluran uji : penampang segi 8

- Panjang : 457 mm
- Tinggi : 304 mm
- Lebar : 304 mm



Gambar 3.5 Skema Wind Tunnel Subsonic

3.3.3 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan putaran turbin angin dan torsi yang dihasilkan.

a. *Tachometer*

Tachometer ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. *Tachometer* yang digunakan yaitu ***Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA seri HHT12*** dengan akurasi pembacaan 0.01% atau ± 1 digit.



Gambar 3.6 *Tachometer* OMEGA seri HHT12

b. *Torque meter*

Torque meter ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur torsi statis dari suatu poros. *Torque meter* yang digunakan yaitu ***Torque meter LUTRON model : TQ-8800*** dengan *high resolution* 0,1 Newton-cm.



Gambar 3.7 *Torque meter* LUTRON model : TQ-8800

c. *Pitot static tube*



Gambar 3.8 Pitot static tube

Pitot static tube seperti pada gambar 3.8 berfungsi untuk mengukur besarnya tekanan statis dan tekanan stagnasi aliran, yang kemudian digunakan untuk menghitung kecepatan aliran fluida.

d. *Manometer*



Gambar 3.9 *Manometer*

Manometer seperti pada gambar 3.9 mempunyai kemiringan 15° . Fluida kerja yang digunakan adalah *red oil* dengan *specific gravity* 0.827

e. *Thermometer*



Gambar 3.10 *Thermometer*

Thermometer digunakan untuk mengukur temperature udara pada saat pengambilan data, yang kemudian digunakan untuk menentukan *properties* fluida tersebut yaitu densitas dan viskositas absolut udara.

f. *Multi Meter*

Multi meter merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur tegangan, hambatan, dan arus listrik. *Multi meter* yang digunakan pada penelitian ini yaitu **Sanwa Multimeter Digital CD-771** dengan ketelitian 0.1% atau ± 1 digit.



Gambar 3.11 Sanwa *Multimeter Digital* CD-771

g. Rangkaian pengukuran daya *output* turbin

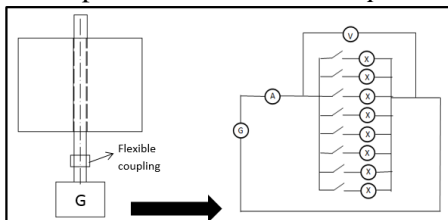
Pengukuran daya *output* turbin dilakukan dengan membuat rangkaian kelistrikan seperti gambar 3.12. Rangkaian tersebut berupa generator yang dihubungkan dengan poros turbin dengan *flexible coupling*. Daya *output* turbin akan dihitung dengan kemampuan daya generator menghidupkan beban lampu yang disusun secara paralel pada rangkaian. Besar tegangan (V) dan arus (I) dari keluaran generator akan diukur menggunakan multimeter untuk menentukan daya *output*. Sesuai gambar 3.12 dimana notasi yang digunakan adalah sebagai berikut :

G = Generator

V = Volt meter

X = Beban Lampu

A = Ampere meter



Gambar 3.12 Skema Rangkaian Generator dan beban lampu

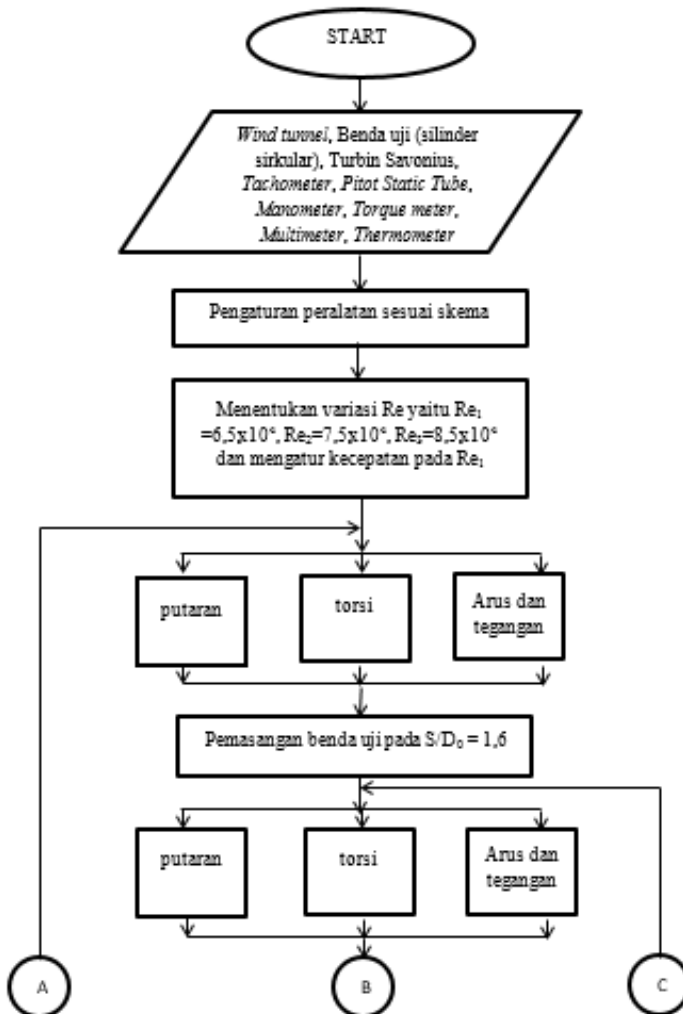
3.4 Prosedur Penelitian

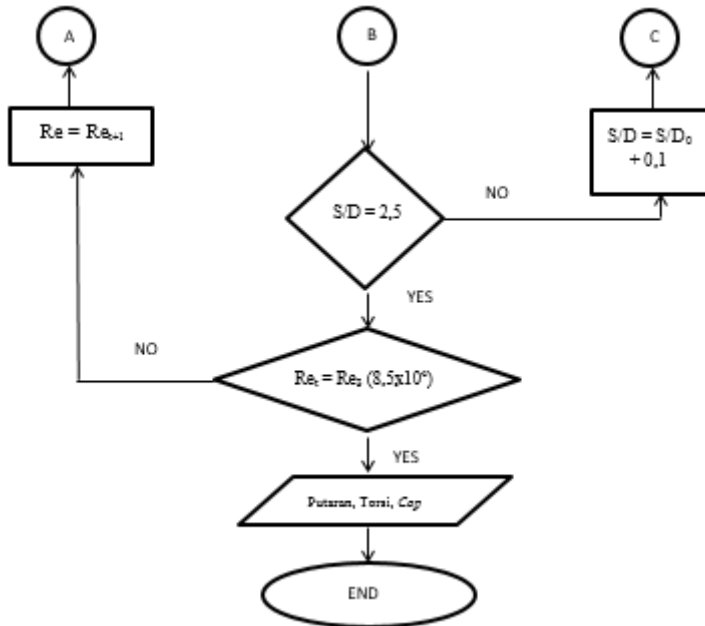
Prosedur yang dilakukan dalam penelitian ini adalah:

1. Persiapan peralatan dan benda uji berupa silinder sirkular dengan diameter 60 mm.
2. Menyalakan *fan* dan mengatur besar frekuensi dengan menggunakan *inverter* supaya didapat kecepatan dalam *test section* yang sesuai dengan besar Reynolds *number* yang digunakan.
3. Setelah *steady*, melakukan pengukuran temperatur dengan menggunakan *Thermometer* dan kecepatan angin dengan menggunakan *Pitot Static Tube* dan *Manometer* sehingga diperoleh bilangan Reynolds.
4. Melakukan pengukuran putaran poros turbin angin dengan menggunakan *Tachometer*.
5. Melakukan pengukuran torsi statis dengan menggunakan *Torque meter*.
6. Melakukan pengukuran daya *output* turbin menggunakan rangkaian generator, beban lampu, dan *multimeter*.
7. Mematikan *fan*.
8. Memasang silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah 1,6.
($S = 1,6 \times 60 = 96 \text{ mm}$)
9. Melakukan pengukuran dengan merubah S/D sebesar 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1 ; 2,2 ; 2,3 ; 2,4 ; 2,5.
10. Mengulangi langkah 3 sampai 9 dengan variasi Re lain.
11. Mematikan *fan*.
12. Mengolah semua data putaran dan torsi turbin serta *Coefficient of Power (CoP)* yang diperoleh.
13. Membuat plot grafik putaran, torsi statis, dan daya *output* turbin dibandingkan dengan variasi L/D. Plot grafik dibuat dengan masing masing bilangan Reynolds yang digunakan serta variasi *tip speed ratio*.

3.5 Flowchart Pengambilan Data

Urutan langkah pengambilan data dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut :





Gambar 3.13 Flowchart pengambilan data

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

➤ Massa jenis udara (ρ)

Perhitungan massa jenis udara menggunakan penerapan hukum Boyle - *Gay Lussac* mengenai pemuaian gas yaitu :

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2} \dots\dots\dots(4.1)$$

Dimana $V = \frac{m}{\rho}$ sehingga persamaan 4.1 menjadi :

$$\frac{P_1 \times m_1}{T_1 \times \rho_1} = \frac{P_2 \times m_2}{T_2 \times \rho_2} \dots\dots\dots(4.2)$$

dimana:

- m_1 = massa udara pada keadaan standar
- m_2 = massa udara pada saat pengukuran
- P_1 = tekanan absolut udara pada saat keadaan standar
= 1,01325 N/m²
- P_2 = tekanan absolut udara pada saat pengukuran
- T_1 = temperatur udara standar = 288,2 K
- T_2 = temperatur ruangan kerja = 26°C = 299 K
- ρ_1 = massa jenis udara pada saat keadaan standar
= 1,225 kg/m³
- ρ_2 = massa jenis udara pada saat pengukuran

Karena keadaan standar dan keadaan saat pengukuran dilakukan berada pada ketinggian yang sama, sehingga :

$$P_1 = P_2$$

Dan karena massa udara pada keadaan standar dan pada keadaan pengukuran itu sama, maka :

$$m_1 = m_2$$

Dari batasan tersebut, maka persamaannya menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2} \dots \dots \dots (4.3)$$

$$\rho_2 = \frac{288,2K \times 1,225 \frac{kg}{m^3}}{299K} = 1,18075 \frac{kg}{m^3}$$

➤ **Viskositas absolut udara**

Perhitungan viskositas absolut udara menggunakan persamaan Sutherland, yaitu :

$$\mu_2 = \frac{b \times (T_2)^{0,5}}{1 + \frac{S}{T_2}} \dots \dots \dots (4.4)$$

dimana:

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \text{ Kg/m.s.K}^{0,5}$$

$$S = 110,4 \text{ K}$$

sehingga:

$$\begin{aligned} \mu_2 &= \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m.s.K^{0,5}} \times (299)^{0,5}}{1 + \frac{110,4 \text{ K}}{299 \text{ K}}} \\ &= 1,8413 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s} \end{aligned}$$

➤ **Kecepatan *free stream***

Berikut merupakan persamaan untuk mendapatkan kecepatan *free stream* :

$$\begin{aligned} U_\infty &= \frac{Re \times \mu}{\rho_2 \times L} = \frac{60000 \times 1,8413 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}}{1,18075 \frac{kg}{m^3} \times 0,106 \text{ m}} \dots \dots \dots (4.5) \\ U_\infty &= 8,83 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4.1.2 Perhitungan Coefficient of Power

Perhitungan Cop ini didapatkan dari persamaan sebagai berikut

$$Cop = \frac{Pm}{Pt} \dots\dots\dots(4.6)$$

dimana, Pm didapatkan dari daya mekanis rotor turbin yang dihitung dari tegangan dan arus keluaran dari motor listrik yang dihubungkan dengan poros turbin. Adapun nilai Pm tersebut dapat dihitung sebagai berikut

$$Pm = V \times I \dots\dots\dots(4.7)$$

dimana :

V = tegangan *output* turbin (Volt)

I = arus listrik *output* turbin (Ampere)

Sedangkan daya teoritis (Pt) didapatkan dari energi aliran angin (*free stream*) sesuai dengan persamaan energi sebagai berikut :

$$Pt = \frac{1}{2} \rho A U_{\infty}^3 \dots\dots\dots(4.8)$$

dimana :

ρ = massa jenis aliran fluida (kg/m^3)

A = luasan turbin tegak lurus terhadap arah datangnya aliran (m^2)

U_{∞}^3 = kecepatan aliran fluida (m/s)

Sehingga besar Cop dapat dihitung sebagai berikut :

$$Cop = \frac{V \times I}{\frac{1}{2} \rho A U_{\infty}^3} \dots\dots\dots(4.9)$$

Pada penelitian ini besar luasan A ditentukan sebagai

$$\begin{aligned} A &= (2D-b) \times H \dots\dots\dots(4.10) \\ &= (2(0,06) - 14) \times 0,08 \end{aligned}$$

$$= 0,106 \text{ m}^2$$

Sehingga nilai Cop pada pengukuran $Re = 60000$ dan besar $S/D = 1,6$ didapatkan

$$\begin{aligned} Cop &= \frac{1,59 \text{ Volt} \times 0,0518 \text{ A}}{\frac{1}{2} \left(1,18075 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times (0,106 \text{ m}^2) \times (8,83^3 \frac{\text{m}^3}{\text{s}^3})} \\ &= 0,0239 \\ &= 2,39 \% \end{aligned}$$

4.1.3 Perhitungan Tip Speed Ratio

Perhitungan *Tip Speed Ratio* (λ) dilakukan dengan membandingkan antara kecepatan tip di ujung sudu dengan kecepatan aliran yang masuk (*free stream*). Dalam perumusannya sebagai berikut :

$$TSR = \frac{\omega \times R}{U_{\infty}} \dots \dots \dots (4.11)$$

dimana,

ω = kecepatan putar turbin (rad/s)

R = Jari-jari turbin (m)

U_{∞} = kecepatan aliran fluida (m/s)

Pada pengukuran yang dilakukan besar kecepatan putar turbin yang didapatkan dalam satuan rpm sehingga perlu dikonversikan menjadi rad/s dengan cara sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2\pi \times n}{60} \dots \dots \dots (4.12) \\ &= \frac{2\pi \times 1324,2}{60} \\ &= 138,59 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Sehingga nilai TSR pada pengukuran $Re = 60000$ dan besar $S/D = 1,6$ didapatkan

$$\begin{aligned} TSR &= \frac{138,59 \times \frac{1}{2} L}{U_{\infty}} \\ TSR &= \frac{138,59 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,053 \text{ m}}{8,83 \text{ m/s}} \end{aligned}$$

$$= 0,83191$$

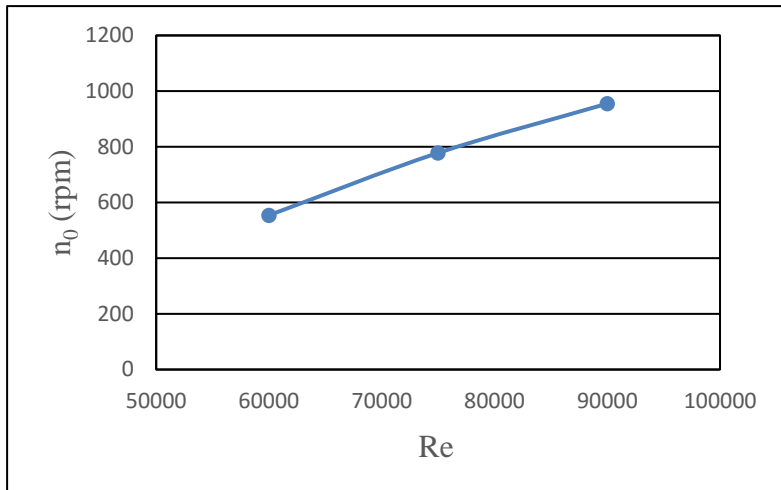
4.2 Analisis Performa Turbin Savonius Tanpa Pengganggu dengan Variasi Bilangan Reynolds 60×10^3 ; 75×10^3 ; dan 90×10^3 .

Analisis performa turbin Savonius pada eksperimen ini dilakukan dengan menggunakan konfigurasi sebuah benda pengganggu berupa silinder sirkular. Adapun silinder sirkular yang digunakan memiliki diameter sebesar 60 cm yang diletakkan di depan *returning blade* dengan jarak S/D yaitu $1,6 \leq S/D \leq 2,5$. Namun sebelum melakukan analisis peningkatan performa turbin Savonius akibat konfigurasi tersebut, perlu dilakukan analisis performa turbin Savonius tanpa adanya benda pengganggu.

Pengukuran performa turbin Savonius tanpa adanya benda pengganggu dilakukan untuk mengetahui kondisi standar performa turbin Savonius yang akan dibandingkan dengan kondisi pengujian benda pengganggu untuk meningkatkan performa turbin Savonius. Hasil pengukuran performa turbin Savonius tanpa menggunakan benda pengganggu pada kondisi suhu $T = 26^\circ\text{C}$. Tertera pada gambar 4.1 untuk grafik data putaran standar turbin (n_0), gambar 4.2 untuk grafik data torsi statis standar turbin (T_0), gambar 4.3 untuk grafik data *Coefficient of power* standar turbin (CoP_0). Dari data tersebut didapatkan performa turbin Savonius dalam kondisi standar. Kondisi standar yang didapatkan ini sebagai acuan untuk dibandingkan dengan data yang didapatkan dari eksperimen dengan menggunakan benda pengganggu.

Gambar 4.1 menjelaskan tentang hasil pengukuran data standar performa putaran turbin Savonius. Data putaran kondisi standar yaitu pada $Re = 60000$ didapatkan 554 rpm. Data putaran kondisi standar yaitu pada $Re = 75000$ didapatkan 778 rpm. Data putaran kondisi standar yaitu pada $Re = 90000$ didapatkan 955 rpm. Dari grafik di atas dapat disimpulkan bahwa pengaruh dari kenaikan bilangan Reynolds mengakibatkan putaran turbin Savonius juga meningkat. Hal itu disebabkan pada bilangan Reynolds yang lebih besar akan menyebabkan aliran udara *free stream* semakin cepat. Aliran udara yang semakin cepat akan

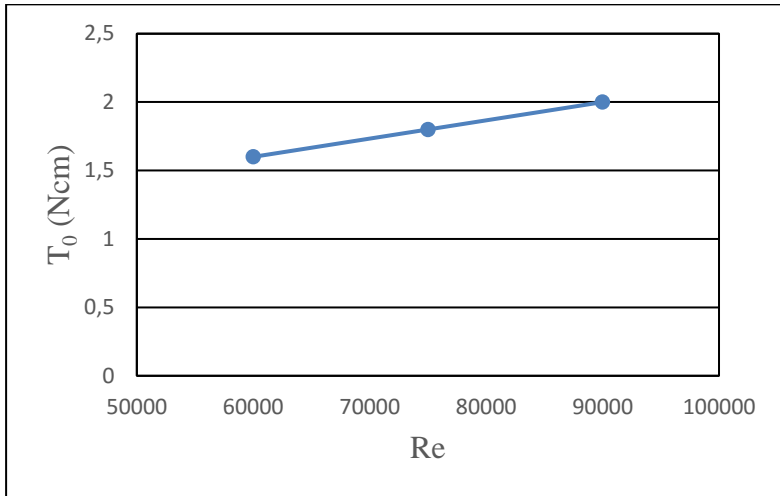
menimbulkan gaya dorong udara terhadap turbin semakin besar yang akan menyebabkan putaran turbin yang dihasilkan juga semakin besar.



Gambar 4.1 Grafik putaran turbin tanpa silinder pengganggu (n_0) fungsi bilangan Reynolds (Re)

Gambar 4.2 menjelaskan tentang hasil pengukuran data standar performa torsi statis turbin Savonius. Data torsi statis kondisi standar yaitu pada $Re = 60000$ didapatkan 1,6 Ncm. Data torsi statis kondisi standar yaitu pada $Re = 75000$ didapatkan 1,8 Ncm. Data torsi statis kondisi standar yaitu pada $Re = 90000$ didapatkan 2,0 Ncm. Dari grafik di atas dapat disimpulkan bahwa pengaruh dari kenaikan bilangan Reynolds mengakibatkan torsi statis turbin Savonius juga meningkat. Hal itu disebabkan pada bilangan Reynolds yang lebih besar akan menyebabkan aliran udara *free stream* semakin cepat. Aliran udara yang semakin cepat akan menimbulkan gaya dorong udara terhadap turbin semakin besar yang akan menyebabkan torsi statis turbin yang dihasilkan juga semakin besar. Torsi statis yang semakin besar pada bilangan Reynolds yang semakin besar menandakan bahwa semakin besar

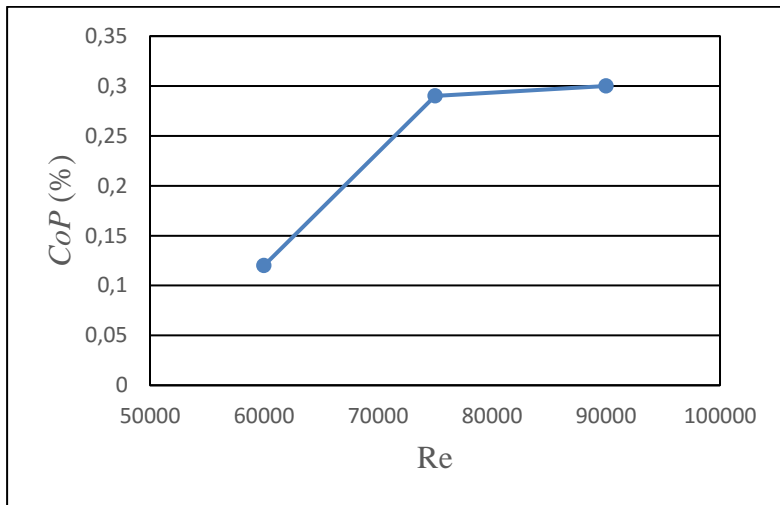
kecepatan aliran udara maka semakin besar energi angin yang dikonversikan menjadi torsi statis turbin Savonius.



Gambar 4.2 Grafik torsi statis turbin tanpa silinder pengganggu (T_0) fungsi bilangan Reynolds (Re)

Gambar 4.3 menjelaskan tentang hasil pengukuran data standar performa *coefficient of power* turbin Savonius. Data *coefficient of power* kondisi standar yaitu pada $Re = 60000$ didapatkan 0,12%. Data *coefficient of power* kondisi standar yaitu pada $Re = 75000$ didapatkan 0,29%. Data *coefficient of power* kondisi standar yaitu pada $Re = 90000$ didapatkan 0,3%. Dari grafik di atas dapat disimpulkan bahwa pengaruh dari kenaikan bilangan Reynolds mengakibatkan *coefficient of power* turbin Savonius juga meningkat. Hal itu disebabkan pada bilangan Reynolds yang lebih besar akan menyebabkan aliran udara *free stream* semakin cepat. Aliran udara yang semakin cepat akan menimbulkan gaya dorong udara terhadap turbin semakin besar yang akan menyebabkan *coefficient of power* turbin yang dihasilkan juga semakin besar. *Coefficient of power* adalah perbandingan daya *output* turbin dengan energi angin atau daya

input turbin. Sehingga semakin besar nilai *CoP* yang didapat pada bilangan Reynolds yang lebih besar menandakan bahwa turbin Savonius lebih mampu untuk menghasilkan peningkatan daya *output* dari penambahan daya *input* akibat pengaruh kenaikan bilangan Reynolds. Adanya konfigurasi benda pengganggu diharapkan akan meningkatkan performa turbin Savonius yang akan dijelaskan dari perbandingan performa turbin Savonius dalam kondisi standar.



Gambar 4.3 Grafik *Coefficient of Power* turbin tanpa silinder pengganggu (CoP_0) fungsi bilangan Reynolds (Re)

4.3 Analisis Performa Turbin Savonius dengan Penambahan Pengganggu pada Jarak S/D Sebesar $1,6 \leq S/D \leq 2,5$ Serta Variasi Bilangan Reynolds 60×10^3 ; 75×10^3 ; dan 90×10^3

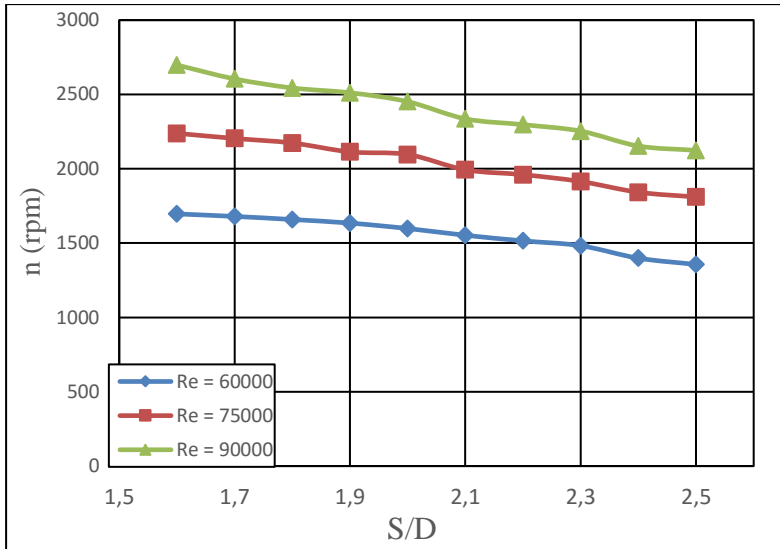
Studi eksperimental uji performa turbin Savonius ini dilakukan dengan menggunakan penambahan konfigurasi benda pengganggu berupa silinder sirkular. Besar benda pengganggu yang digunakan yaitu $d/D = 1$ atau $d = 60\text{cm}$. Adapun variasi yang

digunakan untuk mengetahui fenomena performa turbin Savonius yaitu jarak S/D sebesar $1,6 \leq S/D \leq 2,5$ dan variasi bilangan Reynolds yaitu 60×10^3 ; 75×10^3 ; dan 90×10^3 .

4.3.1 Putaran Rotor Turbin Savonius dengan Pengganggu Berupa Silinder Sirkular

Pengukuran putaran turbin ini dilakukan dengan menggunakan *tachometer* yang diarahkan pada sudu turbin yang sudah dipasang *scotlight* agar besar putaran turbin bisa terbaca. Analisis putaran rotor turbin dilakukan dengan plot grafik putaran terhadap variasi S/D serta variasi bilangan Reynolds seperti terdapat pada gambar 4.4.

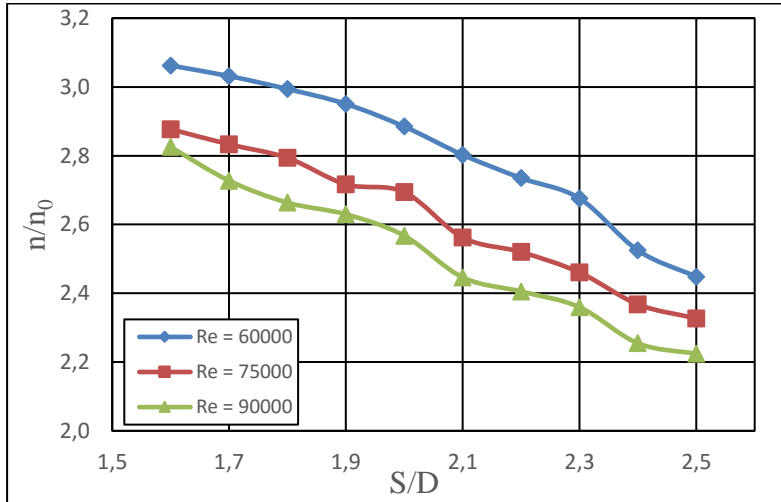
Dari gambar 4.4 terlihat bahwa besar putaran turbin sebanding dengan variasi bilangan Reynolds yang digunakan. Semakin besar bilangan Reynolds yang digunakan menghasilkan putaran turbin yang lebih besar pula. Adapun putaran tertinggi yang didapat pada konfigurasi S/D sebesar 1,6 yaitu penempatan silinder pengganggu pada jarak 96 mm terhadap pusat *returning blade* dan $Re = 9,0 \times 10^4$. Pada $S/D = 1,6$ untuk $Re = 60 \times 10^3$ besar putaran turbin yang dihasilkan yaitu 1696,4 rpm, untuk $Re = 75 \times 10^3$ besar putaran turbin yang dihasilkan yaitu 2238,4 rpm, sedangkan untuk $Re = 90 \times 10^3$ besar putaran turbin yang dihasilkan yaitu 2698,1 rpm. Semakin besarnya putaran turbin yang dihasilkan pada bilangan Reynolds yang lebih besar, disebabkan oleh energi angin yang semakin besar akibat peningkatan kecepatan *free stream*. Sehingga turbin menerima gaya dorong yang semakin besar pula dan menyebabkan putaran turbin semakin besar. Besar putaran turbin semakin menurun seiring dengan penambahan nilai S/D . Sampai pada jarak S/D paling jauh yaitu sebesar 2,5 atau pada jarak 150 mm dihasilkan besar putaran terkecil.



Gambar 4.4 Grafik putaran turbin (n) terhadap variasi S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

Gambar 4.5 menjelaskan tentang efek penambahan performa turbin dari segi putaran yang dihasilkan yang disajikan dalam bentuk grafik n/n_0 dengan variasi besar S/D . Besar n/n_0 yang didapatkan ini adalah hasil bagi antara besar putaran yang dihasilkan akibat adanya konfigurasi benda pengganggu dengan besar putaran tanpa adanya benda pengganggu atau dalam kondisi standar. Grafik n/n_0 ini digunakan untuk menjelaskan besar peningkatan putaran turbin akibat adanya konfigurasi benda pengganggu. Pada $Re = 60 \times 10^3$, nilai n/n_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 3,06 dan nilai n/n_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 2,45. Pada $Re = 75 \times 10^3$, nilai n/n_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 2,88 dan nilai n/n_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 2,33. Sedangkan pada $Re = 90 \times 10^3$, nilai n/n_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 2,83 dan nilai n/n_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar

2.22. Dari data tersebut dapat diketahui bahwa untuk semua besar Re dan S/D yang digunakan menghasilkan nilai $n/n_0 > 1$. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan konfigurasi benda pengganggu efektif untuk meningkatkan besar putaran turbin Savonius.



Gambar 4.5 Grafik fungsi n/n_0 terhadap variasi besar S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

Fenomena yang terjadi diatas diakibatkan oleh menurunnya besar gaya *drag* yang diterima oleh *returning blade* sehingga selisih gaya *drag* kedua sudu semakin besar. Hal ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh **Igarashi [2]** tentang eksperimen penurunan gaya *drag* yang diterima oleh sebuah silinder dengan penambahan sebuah silinder sirkular yang berdiameter sama. Pada eksperimen ini terjadi hal yang sama yaitu *returning blade* mengalami gaya *drag* negatif atau bisa dikatakan adanya penambahan benda pengganggu mengakibatkan *returning blade* mengalami gaya dorong yang membantu sudu untuk berputar. Semakin besar jarak S/D yang digunakan maka besar gaya *drag* *returning blade* semakin mendekati nilai positif sehingga

mengakibatkan selisih gaya *drag* semakin kecil. Sehingga putaran yang dihasilkan oleh turbin Savonius semakin menurun seiring dengan penambahan S/D atau semakin jauhnya letak benda pengganggu terhadap turbin.

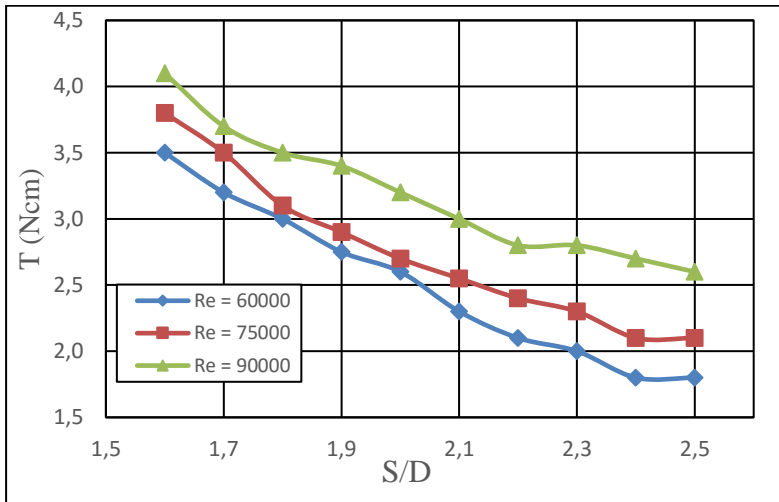
Hasil pengukuran putaran turbin yang telah dilakukan ini menunjukkan peningkatan besar putaran turbin akibat adanya benda pengganggu. Hal ini diakibatkan oleh penurunan gaya *drag* pada *returning blade* yang mengakibatkan selisih gaya *drag* pada kedua sudu meningkat. Hal itu mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga meningkat. Menurunnya gaya *drag* pada *returning blade* ini diakibatkan oleh adanya silinder sirkular yang ditempatkan di depan *returning blade* efektif dalam mengganggu aliran yang datang. Adanya benda pengganggu tersebut mengakibatkan aliran yang datang menjadi acak akibat terganggunya *boundary layer* yang terbentuk. Hal itu menyebabkan aliran semakin cepat mencapai kondisi turbulen. Sehingga aliran memiliki momentum yang lebih kuat untuk melawan gaya gesek pada *returning blade*. Oleh karena itu, pada saat posisi *returning blade* tertentu yang memungkinkan adanya titik separasi aliran terbentuk maka titik separasi aliran menjadi tertunda dan menyebabkan daerah *wake* yang terbentuk menjadi semakin menyempit. Hal itu menyebabkan gaya *drag* yang diterima oleh *returning blade* semakin menurun.

4.3.2 Torsi Statis Turbin Savonius dengan Benda pengganggu Berupa Silinder Sirkular

Pengukuran torsi statis turbin ini dilakukan menggunakan *torque meter* yang dihubungkan langsung dengan poros turbin. Pengukuran dilakukan dengan cara menahan sudu turbin pada sudut 0° . Analisis torsi statis turbin dilakukan dengan plot grafik torsi statis terhadap variasi S/D serta variasi bilangan Reynolds seperti terdapat pada gambar 4.6.

Dari gambar 4.6 terlihat bahwa besar torsi statis turbin sebanding dengan variasi bilangan Reynolds yang digunakan.

Semakin besar bilangan Reynolds yang digunakan menghasilkan torsi statis turbin yang lebih besar pula. Adapun torsi statis tertinggi yang didapat pada konfigurasi S/D sebesar 1,6 yaitu penempatan silinder pengganggu pada jarak 96 cm terhadap pusat *returning blade*. Pada S/D = 1,6 untuk $Re = 60 \times 10^3$ besar torsi statis turbin yang dihasilkan yaitu 3,5 Ncm, untuk $Re = 75 \times 10^3$ besar torsi statis turbin yang dihasilkan yaitu 3,8 Ncm, sedangkan untuk $Re = 90 \times 10^3$ besar torsi statis turbin yang dihasilkan yaitu 4,1 Ncm. Semakin besarnya torsi statis turbin yang dihasilkan pada bilangan Reynolds yang lebih besar, disebabkan oleh energi angin yang semakin besar akibat peningkatan kecepatan *free stream*. Sehingga turbin menerima gaya dorong yang semakin besar pula dan menyebabkan torsi statis turbin semakin besar. Besar torsi statis turbin semakin menurun seiring dengan penambahan nilai S/D. Sampai pada jarak S/D paling jauh yaitu sebesar 2,5 atau pada jarak 150 mm dihasilkan besar torsi statis turbin terkecil.

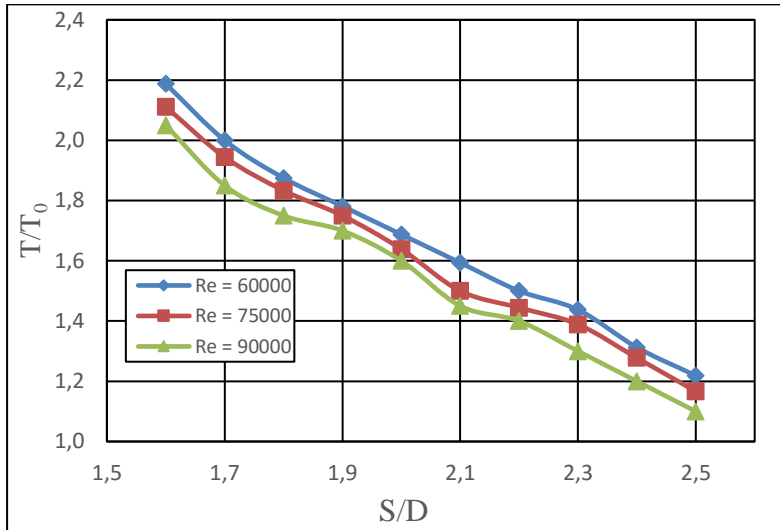


Gambar 4.6 Grafik Torsi Statis Turbin (T) Terhadap Variasi S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

Gambar 4.7 menjelaskan tentang efek penambahan performa turbin dari segi torsi statis yang dihasilkan yang disajikan dalam bentuk grafik n/n_0 dengan variasi besar S/D . Besar T/T_0 yang didapatkan ini adalah hasil bagi antara besar torsi statis yang dihasilkan akibat adanya konfigurasi benda pengganggu dengan besar torsi statis tanpa adanya benda pengganggu atau dalam kondisi standar. Grafik T/T_0 ini digunakan untuk menjelaskan besar peningkatan torsi statis turbin akibat adanya konfigurasi benda pengganggu. Pada $Re = 60 \times 10^3$, nilai T/T_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 2,19 dan nilai T/T_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 1,22. Pada $Re = 75 \times 10^3$, nilai T/T_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 2,11 dan nilai T/T_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 1,17. Sedangkan pada $Re = 90 \times 10^3$, nilai T/T_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 2,05 dan nilai T/T_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 1,1. Dari data tersebut dapat diketahui bahwa untuk semua besar Re dan S/D yang digunakan menghasilkan nilai $T/T_0 > 1$. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan konfigurasi benda pengganggu efektif untuk meningkatkan besar putaran turbin Savonius.

Fenomena yang terjadi diatas diakibatkan oleh menurunnya besar gaya *drag* yang diterima oleh *returning blade* sehingga selisih gaya *drag* kedua sudu semakin besar. Hal ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh **Igarashi [2]** tentang eksperimen penurunan gaya *drag* yang diterima oleh sebuah silinder dengan penambahan sebuah silinder sirkular yang berdiameter sama. Pada eksperimen ini terjadi hal yang sama yaitu *returning blade* mengalami gaya *drag* negatif atau bisa dikatakan adanya penambahan benda pengganggu mengakibatkan *returning blade* mengalami gaya dorong yang membantu sudu untuk berputar. Semakin besar jarak S/D yang digunakan maka besar gaya *drag* *returning blade* semakin mendekati nilai positif sehingga mengakibatkan selisih gaya *drag* semakin kecil. Sehingga torsi statis yang dihasilkan oleh turbin Savonius semakin menurun

seiring dengan penambahan S/D atau semakin jauhnya letak benda pengganggu terhadap turbin.

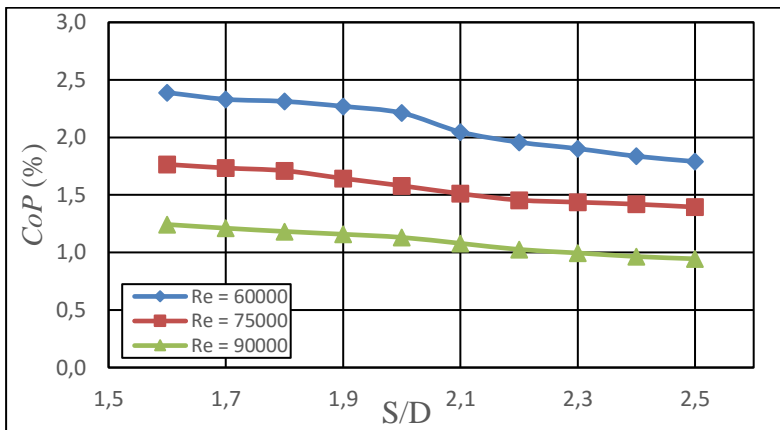


Gambar 4.7 Grafik fungsi T/T_0 terhadap variasi besar S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

4.3.3 Coefficient of Power Turbin Savonius dengan Pengganggu Berupa Silinder Sirkular

Pengukuran daya *output* turbin ini dilakukan dengan menggunakan rangkaian *Generator* dan beban lampu untuk mengetahui besar tegangan (V) dan arus keluaran (I) dari turbin Savonius. Tegangan dan arus yang didapatkan dikonversikan menjadi daya *output* turbin. Daya tersebut dibandingkan dengan nilai daya teoritis yang ada untuk mengetahui nilai CoP yang dihasilkan oleh turbin Savonius. Analisis CoP turbin Savonius dilakukan dengan plot grafik CoP terhadap variasi S/D serta variasi bilangan Reynolds seperti terdapat pada gambar 4.8. Dari grafik tersebut dapat diketahui besar pengaruh penambahan pengganggu terhadap performa turbin Savonius.

Dari gambar 4.8 terlihat bahwa besar nilai *CoP* turbin Savonius berbanding terbalik dengan besar bilangan Reynolds yang digunakan. Semakin besar jarak bilangan Reynolds yang digunakan menghasilkan nilai *CoP* turbin yang lebih semakin kecil. Adapun nilai *CoP* tertinggi yang didapat pada konfigurasi *S/D* sebesar 1,6 yaitu penempatan silinder pengganggu pada jarak 96 mm terhadap pusat *returning blade*. Pada *S/D* = 1,6 untuk $Re = 60 \times 10^3$ besar *CoP* turbin yang dihasilkan yaitu 2,390 %, untuk $Re = 75 \times 10^3$ besar *CoP* turbin yang dihasilkan yaitu 1,765 %, sedangkan untuk $Re = 90 \times 10^3$ besar *CoP* turbin yang dihasilkan yaitu 1,243 %. Besar *CoP* turbin semakin menurun seiring dengan penambahan nilai *S/D*. Sampai pada jarak *S/D* paling jauh yaitu sebesar 2,5 atau pada jarak 150 mm dihasilkan besar *CoP* terkecil. Bilangan Reynolds yang semakin besar mengakibatkan kecepatan aliran udara meningkat. Sehingga energi angin yang dihasilkan juga semakin besar, hal itu mengakibatkan gaya dorong aliran udara terhadap turbin juga semakin besar. Sehingga daya *output* turbin meningkat seiring dengan penambahan bilangan Reynolds. Seperti pada grafik terlihat bahwa penambahan bilangan Reynolds mengakibatkan nilai *CoP* yang dihasilkan semakin besar.

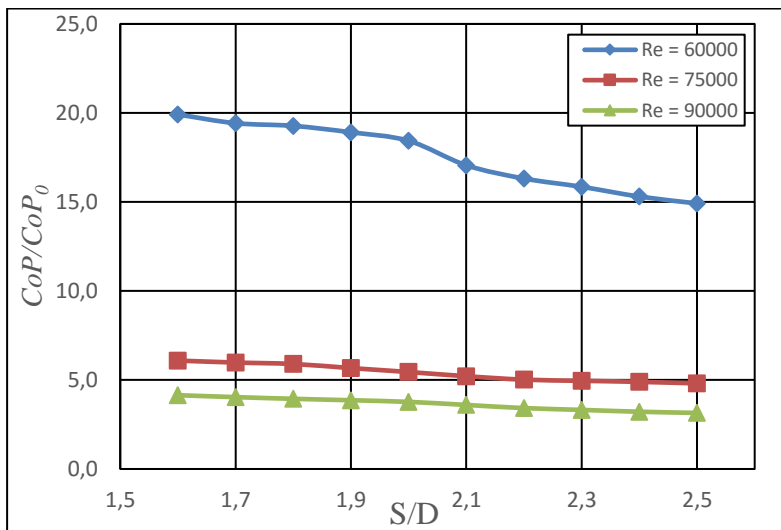


Gambar 4.8 Grafik *Coefficient of Power (CoP)* Terhadap Variasi *S/D* pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

Gambar 4.9 menjelaskan tentang efek penambahan performa turbin dari segi *coefficient of power* yang dihasilkan yang disajikan dalam bentuk grafik CoP/CoP_0 dengan variasi besar S/D. Besar CoP/CoP_0 yang didapatkan ini adalah hasil bagi antara besar CoP yang dihasilkan akibat adanya konfigurasi benda pengganggu dengan besar CoP tanpa adanya benda pengganggu atau dalam kondisi standar. Grafik CoP/CoP_0 ini digunakan untuk menjelaskan besar peningkatan CoP turbin akibat adanya konfigurasi benda pengganggu. Pada $Re = 60 \times 10^3$, nilai CoP/CoP_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 19,91 dan nilai CoP/CoP_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 14,92. Pada $Re = 75 \times 10^3$, nilai CoP/CoP_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 6,09 dan nilai CoP/CoP_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 4,81. Sedangkan pada $Re = 90 \times 10^3$, nilai CoP/CoP_0 maksimum didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ yaitu sebesar 4,14 dan nilai CoP/CoP_0 minimum didapatkan pada jarak $S/D = 2,5$ yaitu sebesar 3,15. Dari data tersebut dapat diketahui bahwa penambahan konfigurasi benda pengganggu efektif untuk meningkatkan besar torsi statis turbin Savonius. Hal tersebut dibuktikan oleh semua nilai CoP/CoP_0 pada seluruh variasi bilangan Reynolds dan S/D yang digunakan, menghasilkan nilai $CoP/CoP_0 > 1$. Dari data tersebut dapat diketahui bahwa penambahan konfigurasi benda pengganggu efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power* turbin Savonius.

Fenomena kenaikan nilai CoP akibat adanya penambahan konfigurasi benda pengganggu ini dipengaruhi oleh meningkatnya selisih gaya *drag* pada kedua sudu turbin Savonius. Benda pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* mengganggu aliran udara sehingga mengakibatkan sisi *returning blade* mengalami penurunan gaya *drag*. Hal itu yang mengakibatkan selisih gaya *drag* turbin semakin meningkat. CoP turbin savonius mengalami peningkatan akibat hasil dari peningkatan daya *output* turbin namun besar daya *input* besarnya tetap sama untuk semua variasi S/D yang digunakan. Hal itu

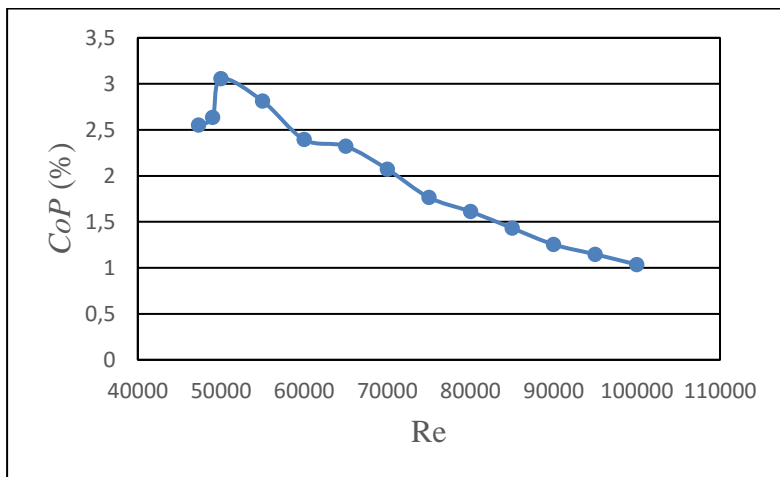
membuktikan bahwa benda pengganggu yang digunakan pada semua variasi S/D menghasilkan efek yang sama terhadap penurunan gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Semakin besar S/D yang digunakan menghasilkan daya *output* turbin yang semakin menurun. Semakin jauh letak dari benda pengganggu menyebabkan besar gaya *drag* yang diterima sisi *returning blade* akan semakin besar. Sehingga daya yang dihasilkan juga semakin turun dan menyebabkan nilai *CoP* semakin turun pula seiring dengan penambahan S/D yang digunakan.



Gambar 4.9 Grafik fungsi CoP/CoP_0 terhadap variasi besar S/D pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

Pada gambar 4.9 terlihat bahwa peningkatan performa *CoP* turbin Savonius akibat adanya benda penghalang pada $Re = 60 \times 10^3$ mengalami keadaan yang signifikan. Pada S/D terkecil yaitu 1,6, *CoP* yang didapatkan 19,91 kali lebih besar dari *CoP* standar yang dimiliki turbin Savonius. Hal itu tidak sebanding dengan peningkatan performa *cop* yang dialami turbin Savonius pada pengujian $Re = 75 \times 10^3$ dan $Re = 90 \times 10^3$. Hal itu menunjukkan

bahwa pada bilangan Reynolds yang relatif lebih rendah, turbin Savonius bekerja lebih optimal dengan adanya benda pengganggu yang digunakan. Kinerja turbin Savonius ini memiliki tingkat keoptimalan tertentu pada sebuah kondisi kerja yang tertentu pula, yang mana akan berpengaruh pada daya *output* yang dihasilkan. Adapun pembahasan tentang efisiensi kinerja turbin Savonius digambarkan pada gambar 4.10 tentang grafik *CoP* terhadap variasi bilangan Reynolds untuk mengetahui kondisi optimal kinerja turbin.



Gambar 4.10 Grafik fungsi *CoP* terhadap variasi besar *Re*

Data *Coefficient of power* turbin Savonius dengan adanya konfigurasi benda pengganggu menunjukkan hasil yaitu nilai *CoP* semakin tinggi pada bilangan Reynolds yang semakin kecil. Hal itu dapat dijelaskan sesuai grafik fungsi *CoP* terhadap *Re* pada gambar 4.10. Grafik tersebut identik dengan grafik efisiensi kerja. Dimana trendline grafik menunjukkan bahwa nilai *CoP* maksimum didapatkan pada $Re = 50 \times 10^3$. Pada $Re = 47,3 \times 10^3$ dan $Re = 49 \times 10^3$ menunjukkan nilai *CoP* yang lebih kecil. Begitu pula pada rentang $Re = 50 \times 10^3$ sampai $Re = 10 \times 10^3$ menunjukkan nilai *CoP*

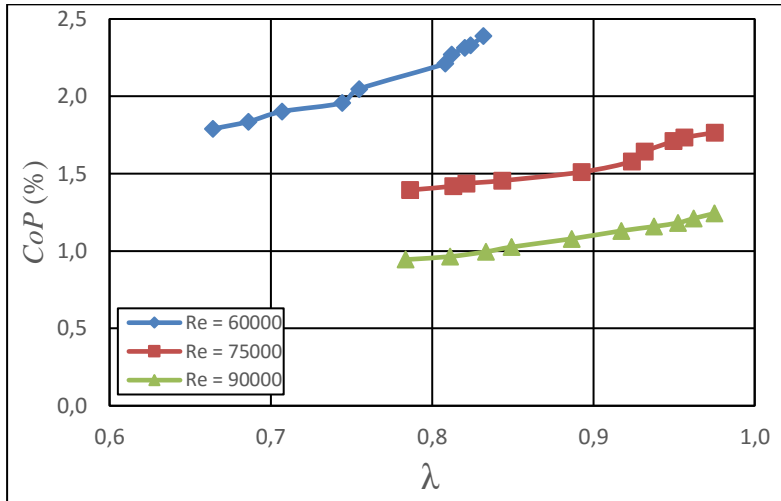
yang semakin menurun. Dari hal tersebut dapat disimpulkan bahwa performa turbin Savonius mampu bekerja secara optimal pada $Re = 50 \times 10^3$. Hal itu dibuktikan dengan nilai peningkatan performa turbin pada parameter putaran, torsi statis, dan *coefficient of power* turbin Savonius didapatkan nilai maksimum pada $Re = 60 \times 10^3$. Seharusnya performa turbin Savonius ini lebih optimal didapatkan pada $Re = 50 \times 10^3$ sesuai dengan grafik di atas.

4.3.4 *Coefficient of Power* Turbin Savonius dengan Benda pengganggu Berupa Silinder Sirkular Terhadap *Tip Speed Ratio*

Pada bagian ini akan dijelaskan tentang daya *output* turbin Savonius yang dikonversikan menjadi *Coefficient of Power (CoP)* dan dibandingkan dengan besar dari *Tip Speed Ratio (TSR)* yang muncul. Adapun TSR adalah parameter tak berdimensi yang besarnya didapatkan melalui pengukuran kecepatan aliran angin dan kecepatan putar dari turbin Savonius saat turbin terhubung dengan rangkaian generator dan beban lampu. Putaran turbin akan mengalami penurunan yang disebabkan oleh turbin dibebani dengan rangkaian tersebut. Putaran yang mengalami penurunan akibat kondisi dibebani dengan rangkaian generator dan beban lampu ini lah yang digunakan untuk menghitung TSR. Adapun grafik yang menggambarkan kondisi *CoP* terhadap TSR terdapat pada gambar 4.11.

Dari gambar 4.11 terlihat bahwa besar nilai *CoP* turbin Savonius sebanding dengan *Tip Speed ratio* yang dihasilkan. Semakin besar TSR yang digunakan menghasilkan nilai *CoP* turbin yang lebih besar pula. Adapun nilai *CoP* tertinggi didapatkan ketika TSR yang dihasilkan pun juga maksimal. Pada $Re = 60 \times 10^3$ besar *CoP* maksimal turbin yang dihasilkan yaitu 2,39% dengan TSR sebesar 0,832, pada $Re = 75 \times 10^3$ besar *CoP* maksimal turbin yang dihasilkan yaitu 1,765 % dengan TSR sebesar 0,975, sedangkan pada $Re = 90 \times 10^3$ besar *CoP* maksimal turbin yang dihasilkan yaitu 1,243 % dengan TSR sebesar 0,975.

Besar CoP turbin semakin menurun seiring dengan penurunan nilai TSR.

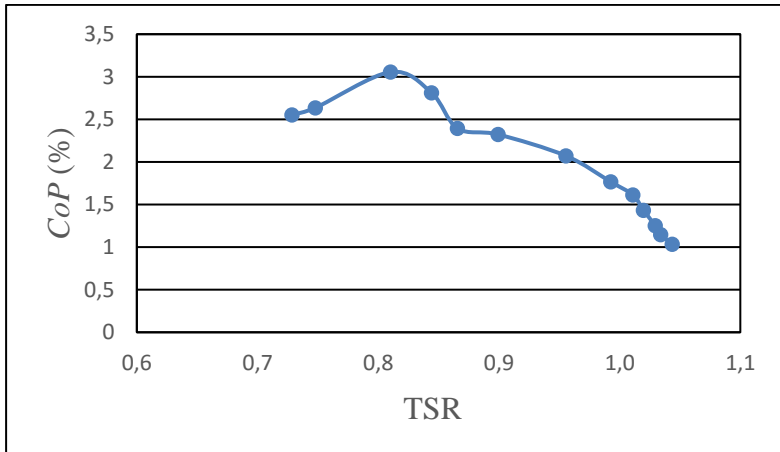


Gambar 4.11 Grafik *Coefficient of Power Terhadap Tip Speed Ratio* pada $Re = 60 \times 10^3$; 75×10^3 ; 90×10^3

Fenomena kenaikan nilai CoP terhadap kenaikan nilai TSR akibat adanya penambahan konfigurasi benda pengganggu ini dipengaruhi oleh kenaikan daya *output* turbin. Namun daya *input* turbin besarnya tetap pada tiap penggunaan bilangan Reynolds yang sama. Hal ini disebabkan daya *output* turbin dipengaruhi oleh putaran rotor turbin. Poros turbin dihubungkan dengan generator untuk menghasilkan tegangan dan arus listrik yang dikonversikan menjadi daya *output* turbin. Hal tersebut melatar belakangi hasil nilai CoP yang dihasilkan sesuai grafik di atas memiliki *trendline* yang sama dengan putaran turbin. Semakin besar nilai S/D yang digunakan maka CoP semakin turun. Hal ini dipengaruhi oleh penurunan gaya *drag* pada sisi *returning blade* sehingga gerak putar turbin menjadi lebih ringan karena *returning blade* mengalami gaya dorong yang arahnya berkebalikan oleh arah datangnya angin. Sehingga selisih gaya *drag* pada kedua sudu

semakin besar, hal itu menyebabkan putaran turbin semakin besar dan menghasilkan daya *output* yang semakin besar pula. *CoP* mengalami peningkatan seiring dengan nilai TSR yang semakin besar pula. Nilai TSR semakin besar diakibatkan oleh besar kecepatan pada tip sudu turbin mengalami peningkatan namun besar kecepatan aliran udara tetap pada variasi S/D yang digunakan dengan besar Re yang tetap. Pada gambar 4.11 ini ditunjukkan grafik *CoP* terhadap nilai TSR yang dihasilkan. Dari grafik tersebut terlihat bahwa pada $Re = 60 \times 10^3$, nilai TSR jauh lebih kecil dari penggunaan Re yang lainnya namun menghasilkan *CoP* yang lebih besar. Hal itu menjelaskan tentang penambahan besar putaran tip sudu turbin tidak sebesar penambahan kecepatan angin pada variasi bilangan Reynolds yang dilakukan.

Nilai *CoP* tertinggi didapatkan pada pengujian menggunakan $Re = 6,0 \times 10^4$. Pada pengujian menggunakan Re yang lebih besar didapatkan nilai *CoP* yang semakin turun. Hal itu bisa dijelaskan menggunakan hasil pengujian pengaruh nilai *CoP* terhadap TSR akibat variasi bilangan Reynolds. Pada gambar 4.12 ditunjukkan hasil dari pengukuran *CoP* dengan konfigurasi benda pengganggu pada jarak $S/D = 1,6$ dengan variasi berbagai TSR dari perubahan kecepatan *free stream* dan besar putaran turbin yang dihasilkan. Terlihat dari grafik bahwa nilai *CoP* mula mula naik dari $TSR = 0,728$ sampai $TSR = 0,748$ yaitu pada $Re = 5,0 \times 10^4$. Setelah itu mengalami *trendline* yang turun sampai pada $TSR = 1,043$ yaitu pada $Re = 10 \times 10^5$. Hal itu sesuai dengan gambar 4.11 yang menjelaskan bahwa nilai *CoP* yang dihasilkan pada $Re = 5,0 \times 10^4$ memiliki hasil yang paling maksimum dibanding dengan besar Re yang lain. Semakin kecil Re yang digunakan menghasilkan nilai *CoP* yang semakin besar. Bilangan Reynolds terkecil yang ditetapkan pada eksperimen ini yaitu sebesar $6,0 \times 10^4$. Pada grafik di atas terbukti bahwa pada Re tersebut didapatkan nilai *CoP* yang lebih tinggi dibanding dengan nilai *CoP* pada $Re = 7,5 \times 10^4$ dan $Re = 9,0 \times 10^4$. Sesuai dengan gambar 4.12, sebenarnya akan didapatkan nilai *CoP* yang lebih optimal jika dilakukan pengujian pada $Re = 5,0 \times 10^4$.



Gambar 4.12 Grafik Coefficient of Power Terhadap Tip Speed Ratio

LAMPIRAN

Tabel A.1 Data Putaran Turbin Savonius dengan Penambahan Konfigurasi Silinder Pengganggu

S/D	n (rpm)			n/n ₀		
	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000
1,6	1696,4	2238,4	2698,1	3,06	2,88	2,83
1,7	1679,5	2204,2	2604,7	3,03	2,83	2,73
1,8	1658,7	2173,5	2543,7	2,99	2,79	2,66
1,9	1634,6	2113,6	2511,4	2,95	2,72	2,63
2	1598,2	2096,1	2451,8	2,88	2,69	2,57
2,1	1552,7	1993,4	2336,2	2,8	2,56	2,45
2,2	1515,2	1960,5	2297	2,74	2,52	2,41
2,3	1482,5	1914,5	2253,5	2,68	2,46	2,36
2,4	1398,7	1842,2	2153,2	2,52	2,37	2,25
2,5	1356,3	1810,3	2123,9	2,45	2,33	2,22
n ₀ (rpm)	554	778	955			

Tabel A.2 Data Torsi Statis Turbin Savonius dengan Penambahan Konfigurasi Silinder Pengganggu

S/D	T (Ncm)			T/T ₀		
	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000
1,6	3,5	3,8	4,1	2,19	2,11	2,05
1,7	3,2	3,5	3,7	2,00	1,94	1,85
1,8	3	3,1	3,5	1,88	1,83	1,75
1,9	2,75	2,9	3,4	1,78	1,75	1,70
2	2,6	2,7	3,2	1,69	1,64	1,60
2,1	2,3	2,55	3	1,59	1,50	1,45
2,2	2,1	2,4	2,8	1,50	1,44	1,40
2,3	2	2,3	2,8	1,44	1,39	1,30
2,4	1,8	2,1	2,7	1,31	1,28	1,20
2,5	1,8	2,1	2,6	1,22	1,17	1,10
T ₀ (Ncm)	1,6	1,8	2			

Tabel A.3 Data *Coefficient of Power* Turbin Savonius dengan Penambahan Konfigurasi Silinder Pengganggu

S/D	<i>CoP (%)</i>			<i>CoP/CoP₀</i>		
	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000	Re = 60000	Re = 75000	Re = 90000
1,6	2,390	1,765	1,243	19,91	6,09	4,14
1,7	2,331	1,734	1,211	19,42	5,98	4,04
1,8	2,313	1,710	1,183	19,27	5,90	3,94
1,9	2,270	1,643	1,158	18,91	5,67	3,86
2	2,212	1,580	1,131	18,44	5,45	3,77
2,1	2,047	1,511	1,079	17,06	5,21	3,60
2,2	1,958	1,455	1,026	16,32	5,02	3,42
2,3	1,902	1,437	0,996	15,85	4,95	3,32
2,4	1,837	1,419	0,965	15,30	4,89	3,22
2,5	1,790	1,395	0,945	14,92	4,81	3,15
<i>CoP₀</i> (%)	0,12	0,29	0,3			

Table A.4 Data *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* Pada $Re = 6,0 \times 10^4$ dengan Variasi Jarak S/D

S/D	Voltase (V)	Arus (mA)	P out (mW)	P in (W)	CoP %	n (rpm)	TSR
1,6	1,59	51,8	82,36	3,447	2,390	1324,2	0,832
1,7	1,56	51,5	80,34	3,447	2,331	1311,5	0,824
1,8	1,56	51,1	79,72	3,447	2,313	1305,6	0,820
1,9	1,54	50,8	78,23	3,447	2,270	1292,7	0,812
2,0	1,51	50,5	76,25	3,447	2,212	1286,5	0,808
2,1	1,5	47,05	70,57	3,447	2,047	1201,4	0,755
2,2	1,49	45,3	67,49	3,447	1,958	1184,6	0,744
2,3	1,49	44	65,56	3,447	1,902	1125,3	0,707
2,4	1,5	42,2	63,3	3,447	1,837	1092,2	0,686
2,5	1,49	41,41	61,7	3,447	1,790	1057,2	0,664
STANDAR	1,21	3,5	4,235	3,447	0,12	452	0,286

Table A.5 Data *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* Pada $Re = 7,5 \times 10^4$ dengan Variasi Jarak S/D

S/D	Voltase (V)	Arus (mA)	P out (mW)	P in (W)	CoP %	n (rpm)	TSR
1,6	1,49	79,6	118,604	6,718	1,765	1939,4	0,975
1,7	1,51	77,15	116,4965	6,718	1,734	1901,8	0,956
1,8	1,51	76,1	114,911	6,718	1,710	1888,4	0,950
1,9	1,49	74,1	110,409	6,718	1,643	1852,9	0,932
2,0	1,46	72,7	106,142	6,718	1,580	1837,2	0,924
2,1	1,47	69,05	101,5035	6,718	1,511	1775	0,893
2,2	1,47	66,5	97,755	6,718	1,455	1677,4	0,844
2,3	1,48	65,22	96,5256	6,718	1,437	1633,2	0,821
2,4	1,49	64	95,36	6,718	1,419	1616,7	0,813
2,5	1,49	62,88	93,6912	6,718	1,395	1563,5	0,786
STANDAR	1,38	14	19,32	6,718	0,29	648	0,330

Table A.6 Data *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* Pada $Re = 9,0 \times 10^4$ dengan Variasi Jarak S/D

S/D	Voltase (V)	Arus (mA)	P out (mW)	P in (W)	CoP %	n (rpm)	TSR
1,6	1,56	92,6	144,456	11,620	1,243	2327,1	0,975
1,7	1,54	91,36	140,694	11,620	1,211	2296,6	0,962
1,8	1,52	90,4	137,408	11,620	1,183	2273,5	0,953
1,9	1,52	88,55	134,596	11,620	1,158	2237,7	0,938
2,0	1,5	87,6	131,400	11,620	1,131	2189,4	0,917
2,1	1,47	85,31	125,406	11,620	1,079	2115,9	0,887
2,2	1,44	82,8	119,232	11,620	1,026	2026,8	0,849
2,3	1,45	79,79	115,696	11,620	0,996	1989,2	0,833
2,4	1,45	77,3	112,085	11,620	0,965	1936,3	0,811
2,5	1,44	76,25	109,800	11,620	0,945	1870,4	0,784
STANDAR	1,39	24,7	34,333	11,620	0,30	806	0,340

Tabel A.7 Data *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* pada $S/D = 1,6$ dengan Variasi Bilangan Reynolds

Re	f (Hz)	U (m/s)	P in (W)	Voltase (Volt)	Arus (mA)	P out (mW)	Cop (%)	n (rpm)	TSR
47300	19	6,96	1,688	1,56	27,6	43,056	2,551	914	0,728
49000	20	7,21	1,876	1,56	31,7	49,452	2,635	972	0,748
50000	21,53	7,36	1,996	1,56	39,1	60,996	3,056	1075	0,810
55000	24,12	8,09	2,651	1,56	47,8	74,568	2,813	1231	0,844
60000	24,95	8,83	3,447	1,56	52,9	82,524	2,394	1378	0,866
65000	27,91	9,56	4,374	1,57	64,7	101,579	2,322	1550	0,899
70000	29,96	10,3	5,471	1,57	72,2	113,354	2,072	1774	0,955
75000	31,52	11,03	6,718	1,57	76,7	118,604	1,765	1974	0,993
80000	33,82	11,77	8,163	1,58	83,3	131,614	1,612	2145	1,011
85000	35,81	12,5	9,778	1,58	88,6	139,988	1,432	2298	1,020
90000	37,83	13,24	11,620	1,59	91,62	145,6758	1,254	2457	1,029
95000	40,03	13,98	13,679	1,59	98,7	156,933	1,147	2606	1,034
100000	41,92	14,71	15,935	1,59	103,8	165,042	1,036	2767	1,043

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada studi eksperimen pengaruh jarak benda pengganggu (S/D) berupa silinder sirkular berdiameter 60 cm terhadap performa turbin Savonius ini dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- 1) Penempatan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 1$ telah terbukti efektif meningkatkan performa turbin Savonius yang diteliti, hal ini ditandai dengan kenaikan putaran (n), torsi statis (T), dan *Coefficient of Power* (CoP) turbin dibanding bila turbin tidak diberi silinder pengganggu.
- 2) Putaran terbesar turbin Savonius (n) didapatkan pada $Re = 90 \times 10^3$ sebesar 2698,1 rpm, sedangkan peningkatan terbesar putaran turbin Savonius akibat adanya konfigurasi pengganggu dibandingkan dengan putaran standar turbin Savonius (n/n_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 60 \times 10^3$ meningkat sebesar 3,06 kali lebih besar.
- 3) Torsi statis terbesar turbin Savonius (T) didapatkan pada $Re = 90 \times 10^3$ sebesar 4,1 Ncm, sedangkan peningkatan terbesar torsi statis turbin Savonius akibat adanya konfigurasi pengganggu dibandingkan dengan torsi statis standar turbin Savonius (T/T_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 60 \times 10^3$ meningkat sebesar 2,19 kali lebih besar..
- 4) *Coefficient of Power* terbesar turbin Savonius (CoP) didapatkan pada $Re = 60 \times 10^3$ sebesar 2,38%, sedangkan peningkatan terbesar *Coefficient of Power* turbin Savonius akibat adanya konfigurasi pengganggu dibandingkan dengan *Coefficient of Power* standar turbin Savonius (CoP/CoP_0) didapatkan pada jarak $S/D = 1,6$ untuk $Re = 60 \times 10^3$ meningkat sebesar 19,91 kali lebih besar.

- 5) Performa *Coefficient of Power* terhadap besar *tip speed ratio* didapatkan bahwa semakin besar TSR maka semakin besar nilai *CoP* yang dihasilkan. Adapun nilai *CoP* maksimum didapatkan sebesar 2,38% pada TSR sebesar 0,832.
- 6) Performa turbin angin Savonius optimal didapatkan pada jarak S/D terdekat yaitu 1,6 dan pada penggunaan bilangan Reynolds yang terkecil yaitu $Re = 60 \times 10^3$.

5.2 Saran

Adapun saran perihal eksperimen yang telah dilakukan ini adalah sebagai berikut :

- 1) Besar dimensi turbin angin Savonius yang digunakan terlalu besar sehingga menimbulkan efek *blockage* pada rongga *wind tunnel* yang digunakan. Sebaiknya perlu dilakukan eksperimen ulang dengan memanfaatkan besar rongga *wind tunnel* yang lebih besar sehingga *blockage ratio* yang dimiliki masih dalam batas yang diperbolehkan.
- 2) Perlu dilakukannya kalibrasi semua peralatan sebelum digunakan agar tidak terjadi pembacaan hasil pengukuran yang terlalu fluktuatif dan pengaturan konfigurasi benda pengganggu sebaiknya lebih disederhanakan agar memudahkan pengambilan data.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] GWEC, Greenpeace International, DLR, Ecofys and The University of Utrecht., (2014). Global Wind Energy Outlook 2014.
- [2] Igarashi. T. Characteristics of the Flow around Two Circular Cylinders Arranged in Tandem. JSME (1981) vol 24, No.188, 323-331.
- [3] Triyogi. Y, Suprayogi. D, and Spirda. E. Reducing the *drag* on a circular cylinder by upstream installation on an I-type bluff body as passive control. Proc. IMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, 2009, 223, 2291-2296.
- [4] M.H. Mohammed, G. Janiga, E. Pap, and D. Thevenin. Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade. Renewable Energy 35 (2010) 2618-2626.
- [5] B.D. Altan, A. Mehmet, and O. Aydogan. An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining. Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2008) 1673–1678.
- [6] N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E.Wahba, and M.H. Nasef. An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. Alexandria Engineering Journal (2012) 51, 19-25.
- [7] Schlichting, H., Boundary-Layer Theory, 7th ed. New York: McGraw-Hill, 1979.
- [8] Hoerner, S. F., Fluid-Dynamic *Drag*, 2nded. Midland Park: NJ, 1965.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Tangerang pada 23 Februari 1993. Merupakan anak pertama dari 3 bersaudara. Penulis berasal dari kota Kebumen, Jawa Tengah. Pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu TK Insanul Kamil Bekasi, SDN 1 Purwodadi Malang, SDN 3 Jombatan Jombang, SMPN 1 Kebumen, dan SMAN 1 Kebumen. Setelah itu, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

melalui jalur SNMPTN Undangan (Seleksi Nasional Masuk Perguruan Tinggi Negeri) pada pilihan pertama.

Selama masa perkuliahan, penulis tercatat mendapat beasiswa PPA dari pemerintah pada tiap semester. Di jurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam bidang kemahasiswaan yaitu sebagai pengurus Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin. Pada periode 2013/2014 menjabat sebagai Kabiro Internal Divisi Umum, periode 2014/2015 menjabat sebagai Ketua Divisi Umum, dan pada periode 2015/2016 menjabat sebagai Badan Pengurus Harian yaitu Bendahara. Hasil tidak akan mengkhianati doa dan usaha adalah motto hidup dari penulis. Penulis dapat dihubungi via email dengan alamat tegarajikuncara@yahoo.co.id atau tegarajikuncara@gmail.com